

## インテリアとペリメータゾーン間における冷水カスケード利用の検討 Study on Heat Cascade Use between Interior Zone and Perimeter Zone

○清水 美希 (大阪市立大学)

西岡 真穂 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)

大平 昭仁 (大阪市立大学)

Yoshiki SHIMIZU<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup>Masaki NAKAO<sup>\*1</sup> Akihito OHIRA<sup>\*1</sup><sup>\*1</sup> Osaka City University

Heat cascade use is expected to reduce air conditioning energy. On the other hand, it causes the decline of processing amount of heat, so it is important to introduce it properly. In this paper, heat cascade use between interior zone and perimeter zone is examined. As a result of the experiment, water flow rates are reduced, but the indoor condition is getting worse. From this result, the amount of heat that can be processed is calculated with the characteristic equation of air conditioner, and the standard to sustain the indoor environmental is considered.

### 1. 研究背景・目的

業務ビルにおいて空調用熱源機で消費されるエネルギーは全体の31%と大きい。また実運用時の熱源機の負荷率が小さいことが知られており、エネルギー消費の削減余地があることも伺える。省エネルギー対策の一つは、冷水のカスケード利用であり、冷房負荷が小さい場合に、熱源機の余力で別の冷房負荷も賄うことによって、熱源機の運転台数削減効果や、大温度差化して冷水の総流量を低減することによる搬送動力低減効果が期待され、省エネルギー化が可能となる。

しかし、冷水のカスケード利用ではカスケード利用の二段目で冷水温度が高くなり、空調機の処理可能な負荷が定格値よりも低下するため、熱源機余力と負荷の関係に応じて適切に導入することが必要である。その一例として、業務ビルの一室において負荷特性の違いから別々の系統で空調されるインテリアゾーンとペリメータゾーンで、負荷の大きさに差異がある場合に、一方の熱余力でもう一方の負荷を賄えば省エネルギー化につながる。そこで、本研究ではその点に着目し、インテリア・ペリメータゾーン間における冷水カスケード利用について検討する。

実施内容としては、業務ビルの事務室を対象とする空調機を用いて実証実験を実施し、カスケード利用が成立するかどうかの確認と、成立しない場合はどのような問題が生じるかを把握する。さらに、カスケード利用の一段目と二段目の関係を把握するために、空調機の特特性式を用いて試算を行う。

### 2. 実験設備

業務ビル高層階の北西側事務室を対象とする空調機を用いて実証実験を実施した。実験設備のうち実験時に操作するのは外調機であり、インテリア・ペリメータ各ゾーンを空調するインテリア系統とペリメータ系統を一体型に收容したものとなっている。各系統は変風量方式で風量による制御と、コイル入口に開度制御を行う二方弁を設置して冷水流量の制御を行っている。冷水は地域冷暖房により供給され、設置された弁の開閉によって経路を変更することができ、カスケード運転を可能としている。また、実験時には各系統において冷水の流量と温度、空気の時湿度の計測を行っている。

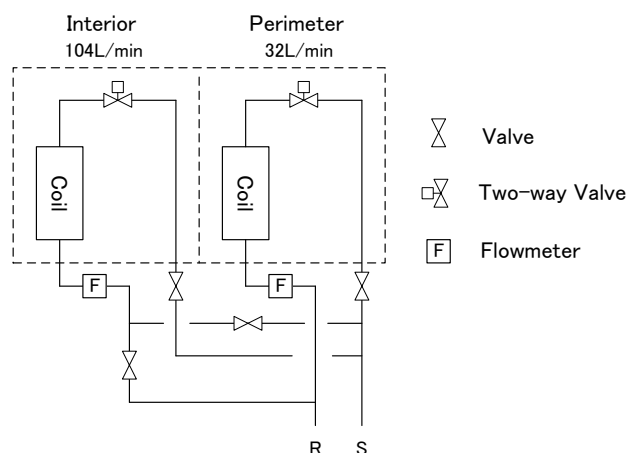


Figure 1 Air Conditioner (Flow of Water)

3. 室内ゾーン間カスケード利用実証実験

3.1. 実験概要

事前に各系統の負荷を測定したところ、インテリア系統の方がペリメータ系統より負荷が大きいことが確認できた。この結果を踏まえて、実験では負荷の大きいインテリア系統から負荷の小さいペリメータ系統への冷水のカスケード利用を行った。カスケード運転は2015年10月2日(金)14:45~15:15に実施し、天気は晴れであった。室内環境への影響を考慮して、カスケード運転(Figure 3)は30分間のみ行い、その前後は各系統にそれぞれ冷水を供給して運転する個別運転(Figure 2)を行った。

3.2. 実験結果

個別運転時において、流量が上昇と低下を約7分周期で繰り返しており(Figure 4)、冷水の温度と空気の温湿度にも影響を与えている。これは負荷が小さいことが原因となって開度制御を行っている二方弁が開閉を繰り返しているためである。このため、個別運転時の各測定データについて計測時間内で平均値をとった。

測定データ(Table 1)を見ると、空調設備の冷水総流量は個別運転ではインテリア系統、ペリメータ系統合わせて約25L/minであるのに対して、カスケード運転では冷水の経路を直列につないでいるため、各系統の15L/minが総流量であり、カスケード運転では個別運転に比べて総流量が低減していることが確認できる。

一方で、流量が絞られていることにより各系統の冷水出入口温度差が大きい、このためにカスケード運転時はペリメータ系統の冷水入口温度が高くなり、冷水の出入口温度差が個別運転時より小さく、ペリメータ系統の負荷が処理できていない可能性が伺える。空気温度についてもSA、RAともにカスケード運転時にペリメータ系統で個別運転時よりも高くなっており、同様のことが言える。

このことについて検討するため、測定データよりカスケード運転直前の14:00~14:30とカスケード運転中の14:45~15:15の30分間におけるペリメータ系統の平均処理熱量を算出した(Figure 5)。その結果を比較すると、カスケード運転直前の30分間は5.9kWであるのに対し、カスケード運転中の30分間は4.6kWとなり、個別運転に比べてカスケード運転では約20%処理熱量が低下して負荷を処理できていないことがわかった。

また、各運転で空気湿度はコイル通過後に上昇しているが、これは除湿量が小さく、除湿よりも空気温度の変化の影響を大きく受けたためであると考えられる。

このように、冷水カスケード利用によって流量が低減し、省エネルギー化する可能性が伺えるが、その一方で負荷の状況によってカスケード利用が成立せず、室内環境を悪化させる場合があることが明らかとなった。

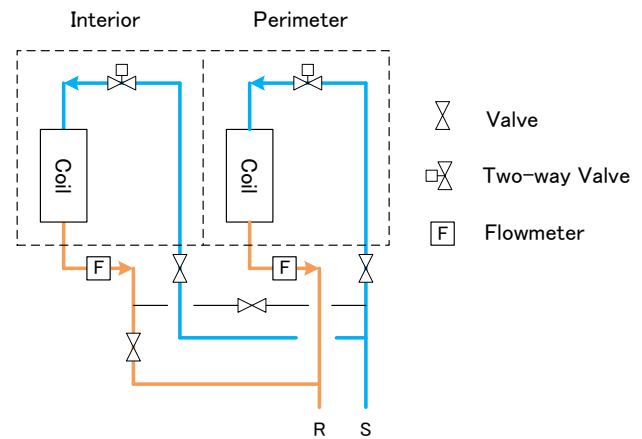


Figure 2 Flow of Water (Parallel Running)

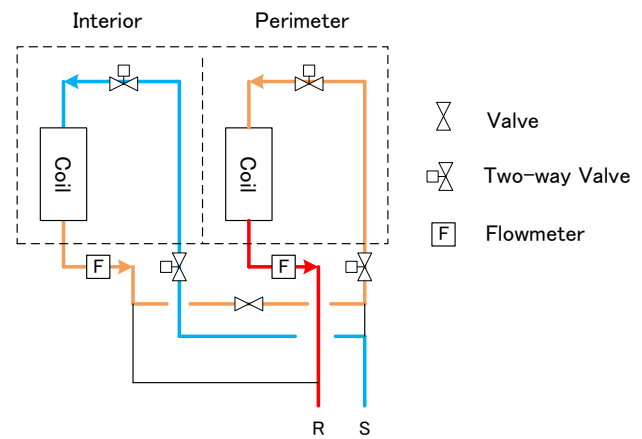


Figure 3 Flow of Water (Cascade Running)

Table 1 Measured Data

	Parallel		Cascade	
	Interior	Perimeter	Interior	Perimeter
$V_w$	18L/min	7.4L/min	15L/min	15L/min
$t_{w,in}$	8°C	8°C	8°C	20°C
$t_{w,out}$	20°C	22°C	20°C	25°C
$t_{a,in}$	25°C	26°C	25°C	28°C
$t_{a,out}$	17°C	20°C	18°C	25°C
$RH_{in}$	55%	50%	55%	50%
$RH_{out}$	70%	70%	80%	60%

$V_w$  : Water Flow Rates (L/min)  
 $t_{w,in}$  : Water Inlet Temperature (°C)  
 $t_{w,out}$  : Water Outlet Temperature (°C)  
 $t_{a,in}$  : Return Air Temperature (°C)  
 $t_{a,out}$  : Supply Air Temperature (°C)  
 $RH_{in}$  : Supply Air Temperature (%)  
 $RH_{out}$  : Supply Air Temperature (%)

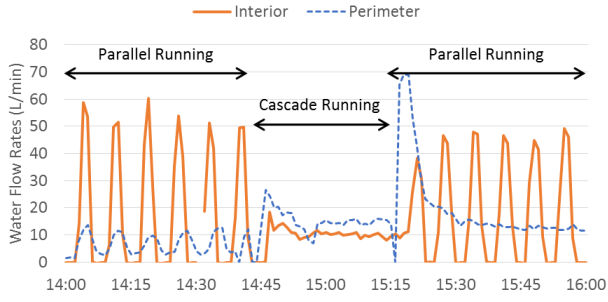


Figure 4 Water Flow Rates

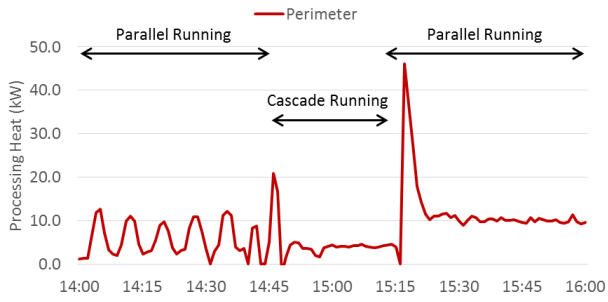


Figure 5 Processing Heat (Perimeter)

## 4. カスケード利用処理可能熱量試算

### 4.1. はじめに

実証実験では、冷水カスケード利用の導入によって、省エネルギー化の可能性が期待できる一方で、カスケード利用一段目の負荷が小さいことが原因で、二段目で室内環境の悪化を引き起こす結果となった。このことから、負荷が大きくなれば、二段目で処理できる熱量が大きくなることが予想される。ゆえに、カスケード利用の一段目と二段目の関係を把握し、処理可能な熱量を見積もることが必要と言える。そこで、本報告では空調機の特特性式を用いて、カスケード利用時に一段目の負荷条件に応じた処理可能熱量の試算を行う。

$$\frac{q_s}{q_{s,0}} = \left(\frac{V_a}{V_{a,0}}\right)^{a_1} \times \left(\frac{V_w}{V_{w,0}}\right)^{a_2} \times \left(\frac{t_{a,in} - t_{w,in}}{t_{a,in,0} - t_{w,in,0}}\right)^{a_3} \quad \text{Equation 1}$$

$$q_s = (cp)_a \cdot V_a \cdot (t_{a,in} - t_{a,out}) \quad \text{Equation 2}$$

$$q_s = (cp)_w \cdot V_w \cdot (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad \text{Equation 3}$$

$q_s$  : Sensible Heat (kW)

$q_{s,0}$  : Nominal Sensible Heat (kW)

$V_a$  : Air Flow (m<sup>3</sup>/s)

$V_{a,0}$  : Nominal Air Flow (m<sup>3</sup>/s)

$V_w$  : Water Flow Rates (m<sup>3</sup>/s)

$V_{w,0}$  : Nominal Water Flow Rates (m<sup>3</sup>/s)

$t_{a,in}$  : Return Air Temperature (°C)

$t_{a,in,0}$  : Nominal Return Air Temperature (°C)

$t_{w,in}$  : Water Inlet Temperature (°C)

$t_{w,in,0}$  : Nominal Water Inlet Temperature (°C)

$a_1, a_2, a_3$  : Regression Coefficient (-)

$(cp)_a$  : Volumetric Specific Heat of Air (kJ/m<sup>3</sup>·°C)

$t_{a,out}$  : Supply Air Temperature (°C)

$(cp)_w$  : Volumetric Specific Heat of Water (kJ/m<sup>3</sup>·°C)

$t_{w,out}$  : Water Outlet Temperature (°C)

### 4.2. 空調機特性式の概要

カスケード利用時の処理可能熱量の試算に用いる特性式は Equation 1 に示すものである。この特性式は空調機の冷却能力に影響を与える、風量、冷水流量、空気・冷水の入口温度差について、それぞれ定格値で除して無次元化した指数関数の乗積モデルとして空調機の冷却能力を表現する。そして、メーカーの機器特性データを基準として Equation 1 に最小二乗法を適用し、指数パラメータ  $a_1, a_2, a_3$  を求めたものである。実験設備の空調機の特特性データは無いため、咲洲庁舎で使用されている空調機のうち特性データが既知のものを用い、カスケード利用の一段目と二段目の空調機は同じものと仮定してそれぞれに適用した。また、潜熱については簡単のために今回は扱わない。

### 4.3. 試算内容

実験における測定データを参考に、入力条件(Table 2)を与えた。この入力条件を基本条件とし、一段目の顕熱量(負荷)を5~55kWまで5kW刻みに変化させた場合と、一段目の SA 温度を 13.5~18.5°Cまで 0.5°C刻みに変化させた場合の二段目の顕熱量(処理可能熱量)を試算する。試算の流れは、はじめに Equation 1、Equation 2 より、一段目の入力条件を与えて風量と冷水流量を算出する。次に、Equation 3 より冷水出口温度を求める。そして、与えられた二段目の入力条件に加え、一段目で求めた冷水流量と、冷水出口温度を二段目の冷水入口温度として与えることで、Equation 1、Equation 2 より、風量を求めて最後に顕熱量(処理可能熱量)を求める。

Table 2 Input Condition

	First	Second
$q_s$	30 kW	-
$q_{s,0}$	55.87 kW	
$V_a$	-	-
$V_{a,0}$	3 m <sup>3</sup> /s	
$V_w$	-	
$V_{w,0}$	162 L/min	
$t_{a,in}$	25°C	25°C
$t_{a,in,0}$	34°C	
$t_{w,in}$	7°C	-
$t_{w,in,0}$	7°C	
$a_1$	0.6980	
$a_2$	0.1652	
$a_3$	0.8303	
$(cp)_a$	1.173 kJ/m <sup>3</sup> °C	
$t_{a,out}$	16°C	20°C
$(cp)_w$	4174 kJ/m <sup>3</sup> °C	
$t_{w,out}$	-	-

4.4. 試算結果

試算の結果、一段目の顕熱量（負荷）が大きくなるほど、二段目の顕熱量（処理可能熱量）は大きくなり、二次関数で近似された(Table 3、Figure 6)。同様に、一段目の SA 温度を低くするほど、二段目の顕熱量（処理可能熱量）は大きくなり、二次関数で近似された(Table 4、Figure 7)。ただし、一部で一段目の冷水出口温度が異常に高いが、顕熱量（負荷）に対して計算したためである。

しかし、一段目の顕熱量（負荷）を大きくすると、一段目の風量が大きくなり定格値を超えることがあったため、この場合は二段目の顕熱量（処理可能熱量）は一段目の空調機の冷却能力の上限値に依存し、また一段目の負荷は適切に処理されない。同様に、一段目の SA 温度を低くすると、二段目の風量が大きくなり定格値を超えることがあったため、この場合は二段目の顕熱量（処理可能熱量）は二段目の空調機の冷却能力の上限値となる。実証実験の結果は、一段目の顕熱量（負荷）が小さく、二段目の顕熱量（処理可能熱量）が小さい部分に当たる。

このようなことも踏まえ、一段目の顕熱量（負荷）30kW、SA 温度 16℃を基本条件として結果を見ると、二段目の顕熱量（処理可能熱量）は、一段目の 1/15 程度であり、また SA 温度を 1℃下げることができれば、約 10kW 大きくなるということがわかる。

以上より、カスケード利用における一段目の顕熱量（負荷）と二段目の顕熱量（処理可能熱量）の関係、一段目の SA 温度と二段目の顕熱量（処理可能熱量）の関係を明らかにすることができた。その中で条件によって空調機の冷却能力による制限があり、それが室内環境の維持の基準となることも確認できた。

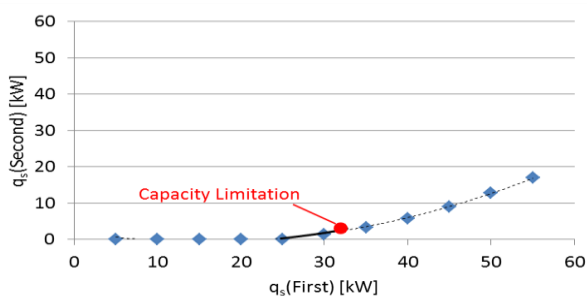


Figure 6 Result 1

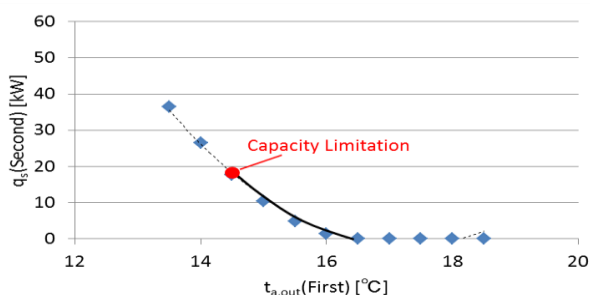


Figure 7 Result 2

Table 3 Result 1

First			Second		
$q_s$ (kW)	$V_a$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_w$ (L/min)	$t_{w,out}$ (°C)	$V_a$ (m <sup>3</sup> /s)	$q_s$ (kW)
5	0.5	1.4	59.4	0.0	0.0
10	1.0	4.9	36.5	0.0	0.0
15	1.4	10.2	28.1	0.0	0.0
20	1.9	17.3	23.6	0.0	0.0
25	2.4	26.0	20.8	0.0	0.0
30	2.8	36.3	18.9	0.2	1.4
35	3.3	48.1	17.5	0.6	3.3
40	3.8	61.4	16.4	1.0	5.9
45	4.3	76.1	15.5	1.5	9.1
50	4.7	92.2	14.8	2.2	12.8
55	5.2	109.8	14.2	2.9	17.0

Table 4 Result 2

First			Second		
$t_{a,out}$ (°C)	$V_a$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_w$ (L/min)	$t_{w,out}$ (°C)	$V_a$ (m <sup>3</sup> /s)	$q_s$ (kW)
18.5	3.9	9.2	54.0	0.0	0.0
18.0	3.7	12.5	41.4	0.0	0.0
17.5	3.4	16.8	32.7	0.0	0.0
17.0	3.2	22.0	26.6	0.0	0.0
16.5	3.0	28.5	22.1	0.0	0.0
16.0	2.8	36.3	18.9	0.2	1.4
15.5	2.7	45.6	16.5	0.8	4.8
15.0	2.6	56.6	14.6	1.8	10.3
14.5	2.4	69.5	13.2	3.0	17.7
14.0	2.3	84.6	12.1	4.5	26.5
13.5	2.2	102.1	11.2	6.2	36.5

5. まとめ

(1) 実験的に冷水カスケード利用を実施した結果、冷水の総流量が低減し、省エネルギー化の可能性が伺える一方で、カスケード利用二段目の処理熱量が低下し、負荷の状況によってカスケード利用が成立せず、室内環境を悪化させる場合があることが確認された。

(2) 冷水カスケード利用時の処理可能熱量について試算した結果、カスケード利用一段目の負荷と二段目の処理可能熱量の関係を明らかにすることができた。その中で条件によって空調機の冷却能力による制限があることも確認し、室内環境の維持の基準についての知見を得ることができた。

(3) 今後の課題として、冷水カスケード利用時の室内環境への影響について検討を進めていく予定である。

<あとがき>

本研究は、平成 26 年度環境省地球温暖化対策技術開発・実証研究事業「既存熱源・電源を自立・分散型エネルギー化し鉄道網を利用した地域融通エネルギーシステムの開発」（代表：中尾正喜）の一環で行ったものである。



## 地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムの性能 及び集熱装置改修前後の比較検証

### Performance Evaluation of the Thermal Storage Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab that Uses Underground Heat and Solar Heat Directly and Verification the System by Comparing before from after Repairing Heat Collecting Device

○小寺雄也（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 李明香（立命館大学）

関根賢太郎（大成建設） 小林陽一（安井建築設計事務所） 鳥羽大樹（立命館大学）

Yuuya KOTERA\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>1</sup>

Kentaro SEKINE\*<sup>2</sup> Yoichi KOBAYASHI\*<sup>3</sup> Hiroki TOBA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> TAISEI Co.Ltd \*<sup>3</sup> Yasui ARCHITECTS & ENGINEERS, INC.

Thermal storage radiation air-conditioning system from the concrete slab that uses underground heat and solar heat directly is an effective method for CO<sub>2</sub> reduction. Performance evaluation for this system was done in summer and winter by verifying the temperature in the slab and the heat release extent etc. The purpose of this study is performance improvement and spreading this system to be introduced into many buildings.

#### はじめに

既報<sup>文1)</sup>に続き、地中熱・太陽熱を直接利用した躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムを導入した建物における実測結果を報告する。Fig.1 にシステム概要を示す。本システムは、熱源を介さずに配管とポンプのみを用いて、地中熱・太陽熱を採熱し、躯体スラブに埋設した配管（スラブ埋設放射配管）を利用して直接室内に放熱を行うものである。夏期は、ボアホールと水平埋設配管に水を循環させて地中熱を採熱し、放射冷房を行い、冬期には屋上押えコンクリート内に埋設した配管と屋上に設置した黒色塗装配管を用いて太陽熱を採熱し、放射暖房を行う。本報では、夏期冷房時・冬期暖房時の実建物実測を行い、放熱特性、室内環境の検証を行う。夏期実測では、検証対象を建物全体へと拡張し、一日単位ではなく7月から9月の期間を通して検証を行った。冬期実測では、既報での実測結果から得られた問題点を踏まえ、採熱装置の改修を行ったため、改修前後の実測結果を比較することで、システムの性能向上および室内環境改善の検証を行った。

#### 1. 研究概要

##### 1.1 研究対象建物

Table1 に実測対象建物の概要を示す。実測を行ったのは、立命館大学キャンパス内に建つ理工学新棟トリシアであり、高層棟（トリシアⅠ）と低層棟（トリシアⅡ）からなる2棟連結型の建物である。本研究では、夏期では建物全体、冬期では低層棟2・3階の研究室を実測対象とする。なお本システムは躯体スラブを用いて放熱を行うので、躯体スラブの上下階で同時に実測を行った。

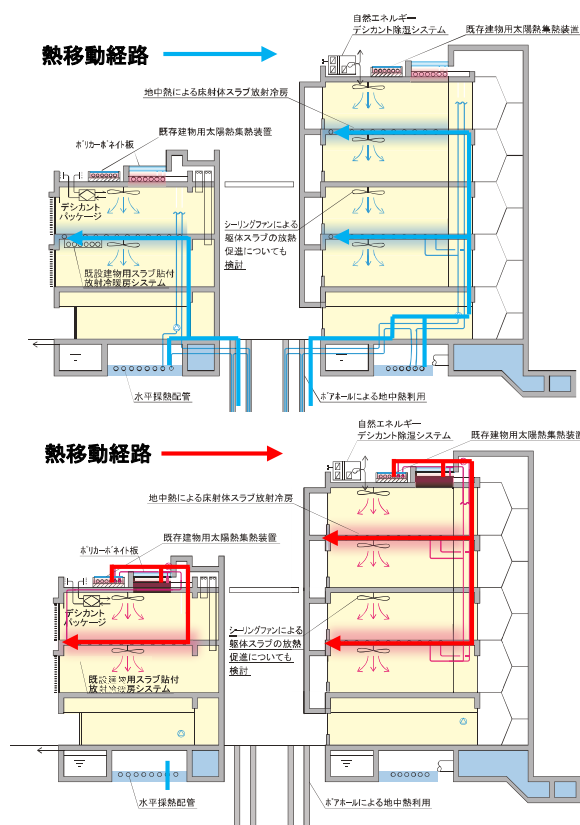


Fig.1 The Outline of the Thermal Storage Radiation Air Conditioning System

Table1 The Outline of Building for Measurement

所在地	滋賀県草津市(立命館大学)
延床面積	約7000㎡(建築面積:約2200㎡)
階数	低層棟:3階 高層棟:5階
用途	1階:会議室・教室 2～5階:研究室
構造	鉄筋コンクリート造
竣工	2014年4月

1.2 地中熱採熱方法

地中熱の採熱は、ボアホールと地中採熱配管で採熱を行う。地中採熱配管では、Fig.2 に示す従来方式と施工の負担を軽減したスリンキー方式により採熱を行う。

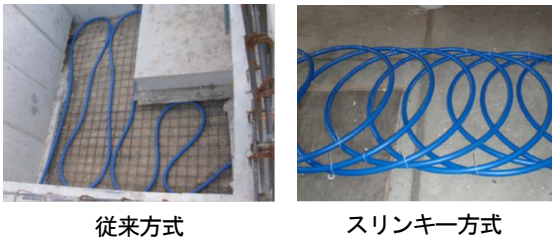


Fig.2 An Underground Heat Extraction Tube

1.3 太陽熱採熱方法

太陽熱の採熱は、Fig.3 に示す太陽熱採熱装置によって行う。まず埋設型太陽熱採熱装置（埋設型）は、どの建物にも存在する屋上押さえコンクリート内に配管を埋設したものである。上部にポリカーボネイト板を設置し暖気室を設けることで、夜間のコンクリートからの放熱を最小限としている。また、既存建物への本システムの導入を想定した設置型太陽熱採熱装置（設置型）は、黒色塗装した配管を渦巻き状に施工し、上からポリカーボネイト板を設置したものである。コンクリート内に配管を埋設する必要がないため、既存の建物であっても屋上に設置できる。

採熱装置は昨年まで埋設型と設置型のみであったが、昨年行った実測により採熱が不十分であることが明らかとなった。そのため、今年採熱装置の改修を行うとともに、新たに冬場でも外気温に影響されにくく、高温の熱が集熱できる真空管式太陽熱採熱装置（真空管式）を設置した。

昨年の実測によって明らかとなった設置型の問題点と今年の改修項目を Fig.4 に示す。

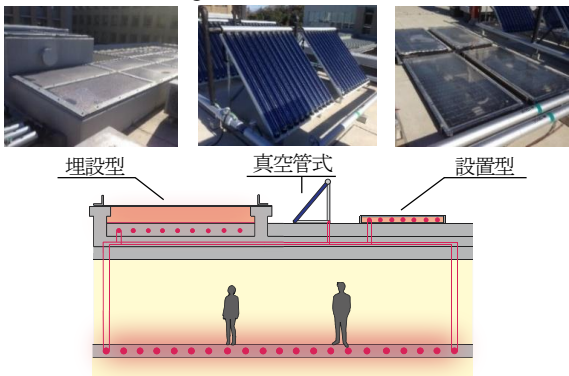


Fig.3 The Device of Collecting Solar Heat

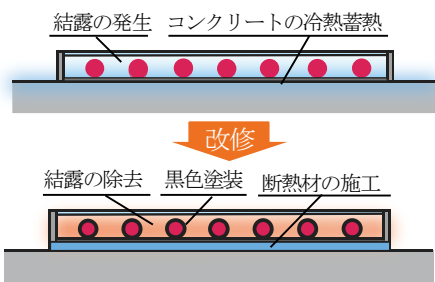


Fig.4 Repair of the Device of Solar Heat

2. 夏期実測概要

2.1 長期実測概要

トリシア全体で 7/1～9/30 の期間で実測を行った。ポンプ消費電力量、全部屋のスラブ内送水温度・流量、代表室のスラブ内部温度の計測を行い検証を行った。Table2 に運転方法を示す。8/28 以降はトリシア II の流量を 5.0L/min から 2.0L/min、9/13 以降はトリシア I の流量を 4.5L/min から 2.0L/min に変更した。

2.2 期間を通しての性能

Fig.5 に単位時間面積当たりの放熱量を示す。8/12 からの外気温度が低下に伴い放熱量も低下している。トリシア II の放熱量がトリシア I よりも大きくなっているが、これはトリシア II の方が 2℃程度平均送水温度が低いからである。これは、Table3 に示すように、トリシア II にはボアホール 100m が 2 本埋設されているなどトリシア I よりも採熱距離が長いからであると考えられる。また、トリシア I で 9/13 以降に流量を絞ったにもかかわらず放熱量が低下しなかったのは、流速の低下によって地中採熱側での往還温度差が大きくなり、スラブへの送水温度が低下したからである。平均送水温度は運転開始から 1 ヶ月で 1℃程度上昇し、外気温低下に伴い低下した。これは、外気温度が低下したことによってスラブ内の除去すべき熱量が減少したからである。このように放熱量は外気温度に大きく影響されている。

Table2 The Operation Method of this System

運転方法	時間帯	期間
通常運転	9:00～17:00	下記以外
前倒し運転	7:00～15:00	8/2～8/8
夜間運転	2:00～10:00	8/17～8/23
継続運転	24hr連続で運転	8/2～8/6, 9/27～9/30

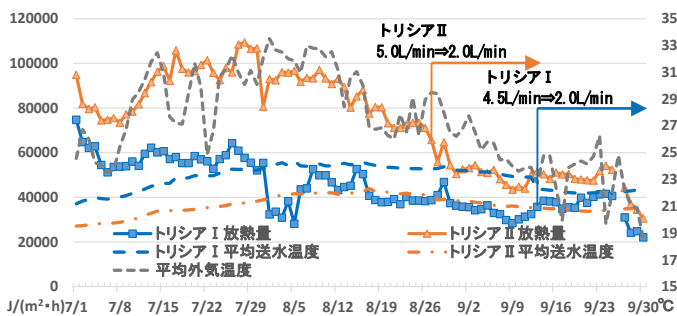


Fig.5 The Heat Release Extent per Unit Time and Area

Table3 The Temperature of Heat by Collecting Heat Methods

建物	採熱方式	平均還り温度	採熱量
トリシア I	ボアホール 100m	22.09℃	5443.66W
	35m×3直列	22.32℃	3606.11W
	35m×4並列	22.58℃	4766.34W
	スリンキー 590m(250P)	22.43℃	1448.72W
	402m(550P)	22.81℃	1103.78W
トリシア II	従来 290m(300P)	23.10℃	1170.68W
	ボアホール 100m×2直列	19.79℃	6734.20W
	35m×4並列	21.17℃	3007.53W
	スリンキー 1027m(250P)	20.63℃	1477.29W
	従来 446m(300P)	20.95℃	834.11W

2.3 継続運転

9/27～9/30の期間に96hr継続運転を行った。Fig.5より、期間中に放熱量が減少していることが分かる。これは、スラブへの蓄冷熱によりスラブ内部温度が低下し、送水温度との差が小さくなるからである。そこで、平均外気温度が近い通常運転の9/24～9/25と継続運転のスラブ内部平均温度を比較したものをFig.6に示す。通常運転時では1.0～1.5℃程度冷却され停止直後から温度は上昇するが、継続運転では2℃程度冷却された状態が維持できている。

2.4 COPとCO<sub>2</sub>排出削減量

Fig.7に放熱量と送水ポンプ消費電力から算出したCOPを示す。流量を絞った8/28以降のトリシアII、9/13以降のトリシアIのCOPは大きく向上しているのは、Table4に示すようにポンプの消費電力が放熱量に比べ大幅に減少したからである。96hr継続運転期間中においてCOPが低下しているのは、スラブ内部温度の冷却に伴い放熱量が小さくなったからである。また、Fig.8に、スラブへの放熱量がファンコイルユニット(FCU)から供給された場合のCO<sub>2</sub>排出量とポンプによるCO<sub>2</sub>排出量を比較して算出したシステムのCO<sub>2</sub>排出削減量を示す。トリシアIIではCOPとCO<sub>2</sub>排出削減量が対応していないが、これは元々消費電力量が小さかったため、流量を絞ってもCO<sub>2</sub>排出量の影響が少ないからである。7/1～9/30のCO<sub>2</sub>排出削減量はトリシアIで0.698kg-CO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup>、トリシアIIで2.881kg-CO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup>だった。

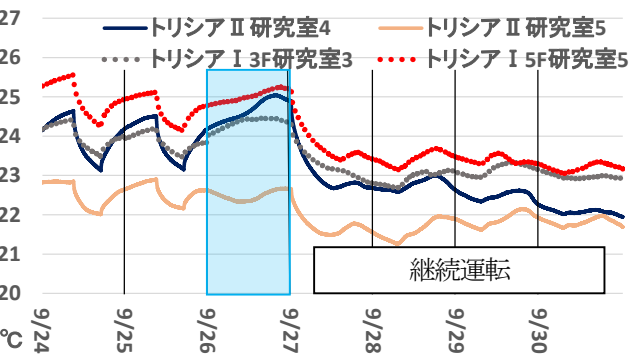


Fig.6 The Temperature in the Slab during Prolonged Operation



Fig.7 COP of Tricea I and II

Table.4 The Energy Consumption and the Heat Release Extent of before and after Changing Flow

トリシアII	変更前	変更後	トリシアI	変更前	変更後
ポンプ消費電力	10kWh	1kWh	ポンプ消費電力	34kWh	4kWh
放熱量	207MJ	176MJ	放熱量	205MJ	226MJ

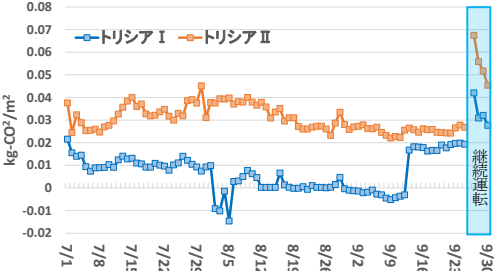


Fig.8 The Amount of CO<sub>2</sub> Emission

3. 冬期実測概要

3.1 実測場所

実測は、Fig.9に示すようにトリシアII2・3階の北端の研究室①・②で行った。実測ケースをTable5に示す。本実測では、設置型と設置型・真空管式を併用して運転した場合の性能を改修前の結果と比較しながら検証する。改修後Case2については、真空管式の適正流量の関係から流量を絞って運転した。併用空調であるFCUは設定温度22～24℃で運転した。Fig.11に温度測定エリアを示す。

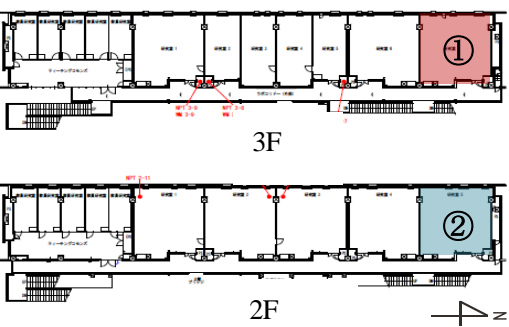


Fig.9 The Rooms for Measurement

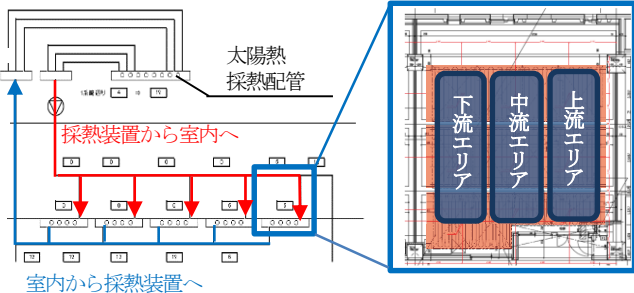


Fig.10 The Figure of Piping System Fig.11 The Area for Measuring Temperature

Table5 The Case of Measurement

Case	改修前	改修後 Case1	改修後 Case2
流量	2.0L/min	2.8L/min	0.8L/min
採熱方式	設置型	設置型	設置型+真空管式
空調方式	FCU+放射暖房	FCU+放射暖房	FCU+放射暖房

3.2 システム制御方法

本システムは、日射量が250W/m<sup>2</sup>以上の時システムが稼働し、採熱装置からの送水温度が25℃以上で運転継続、24℃以下で停止する。システムの制御は、スラブ内での放熱を促すために、採熱装置からの送水温度がスラブ内部の温度より高いときに運転することを想定して設定した。



### 3.3 結果・考察

Fig.12 に Case ごとのスラブ内部温度・スラブへの放熱量を示す。改修前の結果を見ると、システム運転時にスラブ内部温度は低下しており、放熱量もほとんど見られない。つまり温水が採熱装置で昇温されず、温度が低いままスラブへ流れていたということである。しかし今年度は、放射暖房を運転すると Case1、Case2 とともにスラブ内部温度が上昇している。また Case1 で約 500W の放熱量が見られることから、改修による設置型の性能向上が確認できた。さらに Case2 では 1500W 近くの放熱が確認でき、改修前と比べると性能が大きく向上している。これは、設置型である程度水を温め、真空管式によってさらに温水を加熱できるためである。そこで、放熱量の大きかった Case2 について室内環境への影響を検証する。

Fig.13・Fig.14 に Case2 での床表面温度・床面放熱量、天井表面温度・天井面放熱量を示す。これらの結果を見ると、本システムを運転しても温度・放熱量に大きな変化が見られない。これは、室内環境が FCU に大きく影響を受けるためである。また、真空管式を併用した場合は確保すべき流量が足りず、スラブへ供給される熱量が小さくなったことも、ひとつの要因として考えられる。

結果として、改修による性能向上は確認できたが、室内環境に対する顕著な影響は確認できなかった。設置型と併用する真空管式太陽熱採熱装置を追加し配管内を流れる流量を確保することができれば、放熱量が増加しシステムのさらなる性能向上につながると考えられる。

### 4. まとめ

本報では、地中熱・太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムについて、夏期・冬期にわたり実建物実測により性能検証を行った。本研究によって明らかとなった項目を以下に示す。

- ・地中熱の利用について、放射冷房を継続運転すればスラブ内部を冷却したまま維持できることが分かった。
- ・放射冷房運転時に流量を絞っても放熱量は大きく減少せず、高い COP を達成することができた。
- ・放射暖房については、スラブ内部での温度の昇温・放熱が見られ、改修による性能向上が確認できた。

本研究により得られたシステムに関する知見を今後の設計に活かしていく。

#### 謝辞

本研究は、環境省 平成 25 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業（地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発 研究開発責任者 近本智行）による。

#### 参考文献

文1) 鳥羽、近本、李、関根、小林、金子：地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する研究（その11）実建物を利用した性能評価、空気調和・衛生工学会梗概集 2015 年 9 月、pp469-472

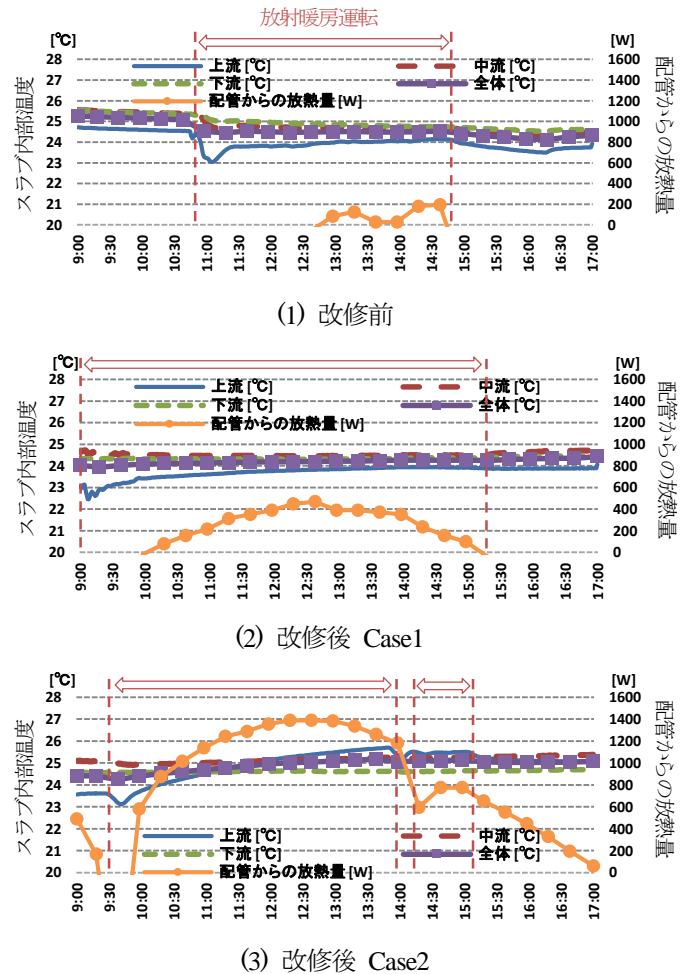


Fig.12 The Temperature in the Slab and the Heat Release Extent from Pipe in the Slab

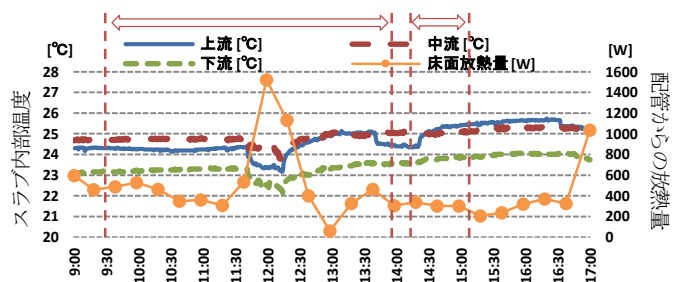


Fig.13 The Temperature and the Heat Release Extent of the Floor Surface

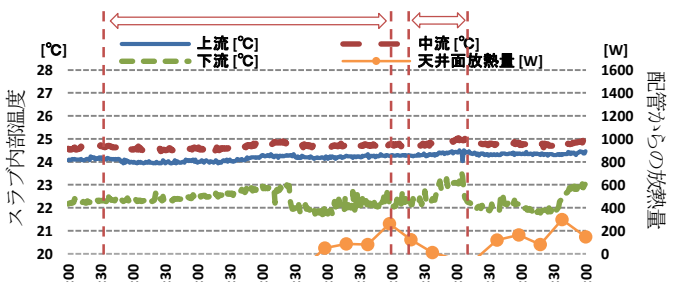


Fig.14 The Temperature and the Heat Release Extent of the Ceiling Surface

## 横型流下液膜式熱交換器の液膜側熱伝達率に対する粘度の影響

### The Effect of Viscosity for the Falling-Film Side Heat-Transfer Coefficient on Horizontal Falling-Film Heat Exchanger

○北野 宏貴 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)  
 中尾 正喜 (大阪市立大学) ファーナム クレイグ (大阪市立大学)  
 鍋島 美奈子 (大阪市立大学) 高瀬 晋平 (大阪市立大学)  
 貫上 佳則 (大阪市立大学) 野間 昌記 ((株)メタル・テクノ)  
 Hiroki KITANO\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup> Masaki NAKAO\*<sup>1</sup> Farnham CRAIG\*<sup>1</sup>  
 Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Shinpei TAKASE\*<sup>1</sup> Yoshinori KANJO\*<sup>1</sup> Masaki NOMA\*<sup>2</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Metal Techno Co.Ltd

Jacobi shows the estimation equation of liquid film heat transfer coefficient on Horizontal Falling-Film Heat Exchanger using a viscous fluid as a liquid film by experiment. In this report, we perform a reproduction experiment for the high viscosity fluid outside the applicable conditions range of expression of Jacobi, to grasp the viscosity characteristics. If the viscosity of liquid film is  $0.0100 \sim 0.242 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ , formula of Jacobi can be applied.

#### 1 はじめに

下水処理場での汚泥の消化処理工程において消化槽内に投入汚泥より高温(高温消化では  $55^\circ\text{C}$ )に維持する必要がある、本研究では、メンテナンスが容易で動力消費が少ない横型流下液膜式熱交換器(以下、熱交換器とする)の適用を試みる。Jacobi は実験により、粘性流体を液膜媒体として用いた熱交換器の液膜側熱伝達率の推定式を示した。しかし、消化汚泥は Jacobi の式の適用条件範囲外の高粘度流体であり、熱交換器に流下させたときの特性は明らかになっていない。そこで、本報告では Jacobi の式の適用条件範囲外の粘性流体について Jacobi の実験の再現実験を行い、高粘度液膜による液膜側熱伝達率の粘度特性を評価する。

#### 2 実験概要

##### 2.1 粘性流体について

本実験では、熱交換器に流下する粘性流体としてアルギン酸 Na 水溶液を用いる。アルギン酸ナトリウムは水に可溶性白色粉末であり、1%水溶液は粘度  $0.371 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  の粘性流体である。水への溶解量により溶液の粘度を調節し、Jacobi の式の適用条件範囲内の粘度と適用条件範囲外の粘度の液膜媒体を作成する。粘度の計測は実験終了後に粘度計で計測する。

##### 2.2 実験装置

本実験で用いる熱交換器を始めとする実験装置を Figure 1, Figure 2 に示す。熱交換器はアクリル板の枠組み、流下機構と 4 本の流下液膜生成管と 1 本の伝熱管(材質 SUS304, 管内径 14mm, 管外径 20mm, 長さ 250mm)により構成されている。また、Jacobi の実験は管と管の間に液膜生成プレート(以下、プレートとする)を設置せず行わ

#### Estimated formula of heat-transfer coefficient from the liquid film side

##### Formula of Hofmann

$$h_f = 0.205 \left( \frac{m^{0.38}}{D_o^{0.535}} \right) \left[ \frac{3.4 C_h^{0.535} \rho_h^{0.31} k_h^{0.46}}{(\mu_h / g)^{0.155}} \right] \quad (1)$$

##### Formula of Jacobi

###### Droplet

$$\text{Mode} \quad Nu = 0.113 \text{Re}^{0.85} \text{Pr}^{0.85} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.27} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.04} \quad (2)$$

###### Jet

$$\text{Mode} \quad Nu = 1.378 \text{Re}^{0.42} \text{Pr}^{0.26} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.23} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.08} \quad (3)$$

###### Sheet

$$\text{Mode} \quad Nu = 1.378 \text{Re}^{0.28} \text{Pr}^{0.14} \left( \frac{\rho_h^2 g D_o^3}{\mu_h^2} \right)^{-0.20} \left( \frac{s}{D_o} \right)^{0.07} \quad (4)$$

$$h_f = Nu k_h \left( \frac{\nu^2}{g} \right)^{1/3} \quad (5)$$

#### Symbol about formula (1)

$h_f$ : Heat-transfer coefficient from the falling-film side  
 $[\text{kcal}/(\text{m}^2\text{hK})]$ ,  $m$ : Flow rate of the unit width(one side)[kg/(mh)],  
 $D_o$ : Outside diameter of heat transfer pipe[m],  $C_h$ : Specific heat of the falling-film [kcal/(kgK)],  $\mu_h$ : Viscosity of the falling-film  
 $[\text{kg}/(\text{mh})]$ ,  $\rho_h$ : Density of the falling-film  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ ,  $k_h$ : Rate of conduction of heat of the falling-film [kcal/(mhK)],  $g$ : Gravity acceleration  $[\text{m}/\text{h}^2]$

#### Symbol about formula (2)~(5)

$Nu$ : Nusselt number[-],  $Re$ : Reynolds number[-],  $Pr$ : Prandtl number[-],  $s$ : Interval of pipes[m],  $h_f$ : Heat-transfer coefficient from the falling-film side  $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$ ,  $k_h$ : Rate of conduction of heat of the falling-film  $[\text{W}/(\text{mK})]$ ,  $\nu$ : kinematic viscosity  $[\text{m}^2/\text{s}]$ ,  $g$ : Gravity acceleration  $[\text{m}/\text{s}^2]$



れたが、本実験では伝熱管は熱交換器上部から4段目の位置に設置し、Figure 3に示すように内部にカートリッジヒーターを挿し、管内部から液膜媒体を一定発熱量で加熱する。搬送管内に充填させた液膜媒体をラインポンプにより搬送し、熱交換器上部から液膜流下機構へ投入する。液膜媒体を熱交換器内の流下液膜生成管表面と伝熱管表面に流し、伝熱管内のカートリッジヒーターにより加熱する。そして、熱交換器下部から排出し、冷却水槽により冷却した後、循環する。

### 3 予備実験

液膜循環型熱交換実験を行うにあたってヒーターの発熱量が液膜に供給され、実験に不備が無い事を確認する必要がある。そこで、液膜循環型熱交換実験装置に水を循環させ、ヒーターの発熱量に対する水の取得熱量を求める事で伝熱管周りの熱収支を確かめる。発熱量は電力計により15分間計測を行った平均値374Wを用いる。Table 1に各予備実験における液膜流量と取得熱量、熱収支を示す。熱収支が1より大きい場合があるが、概ね1に近い値を示しており、熱損失があまり無く、ヒーター発熱量が液膜媒体へ供給されている事から、実験方法に大きな問題は無いと考えられる。

## 4 実験結果

### 4.1 実験条件

本実験における実験条件をTable 2に示す。Jacobiの実験で定義される推定式の適用条件範囲内の実験として粘度 $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$ 、Jacobiの式の適用条件範囲外の実験として粘度 $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体を用いた実験を行い、液膜レイノルズ数と液膜側熱伝達率の関係について考察する。また、熱交換器上部から均一に液膜を流下する事でより精度の高い検証を行うため、管と管の間にプレートを立てて実験を行うが、粘度 $0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$ の液膜媒体に関してプレートを取り除いた状態での実験も行い、プレートによる液膜側熱伝達率への影響を考察する。

### 4.2 液膜側熱伝達率算定方法

本実験では液膜出入口温度、伝熱管表面温度を熱電対により計測し、液膜流量を容積法により計測した。式(6)～式(9)に液膜側熱伝達率の導出過程、Figure 4に算定イメージを示す。式(6)に計測値を代入する事によりヒーターから液膜が取得した熱量を算定する。式(7)に示すように、液膜の取得熱量を伝熱面積で除した値を伝熱管内から管外方向への熱流とする。式(8)で示すように熱流と液膜表面と液膜の温度差を熱流で除し、液膜側熱抵抗を算定し、式(9)に示すようにその逆数を液膜側熱伝達率の実験値とする。

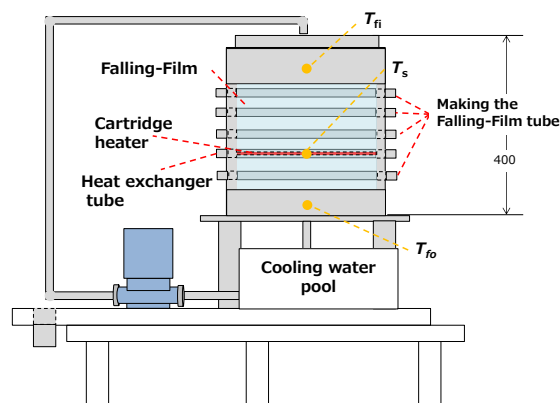


Figure 1 Experimental equipment

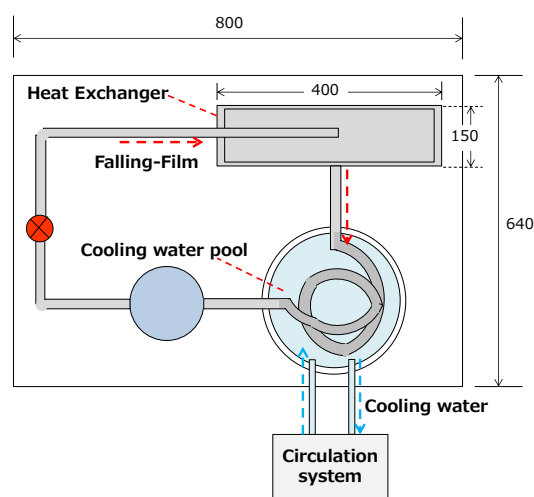


Figure 2 Experimental equipment

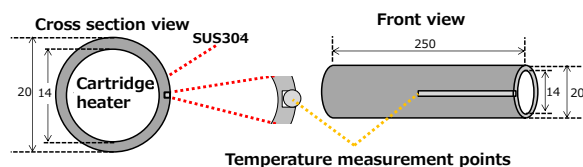


Figure 3 Cross section view and front view of heat exchanger tube

Table 1 Flow rate of the Falling-Film and heat balance

No.	Flow rate of the Falling-Film	Falling-Film acquisition amount of heat	Heat balance
	L/min	W	-
1	1.59	435	1.11
2	2.72	377	0.96
3	3.00	364	0.93
4	3.68	469	1.20
5	4.50	368	0.94
6	5.22	478	1.22

### 4.3 実験結果

#### 4.3.1 液膜側熱伝達率の実験値と推定値の比較

3.2 で述べた方法で求めた液膜側熱伝達率の実験値と Hofmann の式(式(1))と Jacobi の式(式(2)～ (5))で提示した既往研究の数式に基づく液膜側熱伝達率(以下、推定値と呼ぶ)の比較結果を示し、液膜側熱伝達率の粘度特性について考察する。粘度 0.010Pa・s の液膜媒体を用いた Jacobi の式の適用条件範囲内の実験値と推定値を Figure 5 に示す。レイノルズ数が 20.4 のとき Jacobi の式からやや外れるが、その他のレイノルズ数における実験値はほぼ Jacobi の式と同等の値を示した。また、Hofmann の式では液膜レイノルズ数の増加に伴って液膜側熱伝達率が高くなる傾向が示されているが、Jacobi の式では液膜レイノルズ数の増分に対して液膜側熱伝達率はあまり増加しない傾向が示されている。実験結果は Jacobi の式の傾向をよく表しているといえる。

管内に熱源水を通水し、液膜媒体と熱交換する熱交換器に関して、粘度 0.0146Pa・s の汚泥を液膜媒体として流下する実験を行った。管表面温度と液膜出口温度の計測値を用いて式(6)～式(9)により液膜側熱伝達率の実験値の算定を行い、粘度 0.0144Pa・s のアルギン酸 Na 水溶液を用いて行った Jacobi の再現実験と比較する。この実験では、伝熱管表面温度は伝熱管表面に熱電対の計測部を取り付ける事で計測した。Figure 6 よりアルギン酸 Na 水溶液による実験では Hofmann の式より Jacobi の式に近い値、傾向が得られた。しかし、汚泥実験の実験値は液膜レイノルズ数が 26.3 のとき Jacobi の式に近い値が得られているが、液膜レイノルズ数が 52.7 のときは Hofmann の式に近い値が得られ、推定式から液膜レイノルズ数と液膜側熱伝達率の関係を推定する事が出来ない。これは汚泥が粘度以外の物性値に関して不明な点が多い事によると考えられる。また、伝熱管内にはヒーターではなく、熱源水が通っているため熱流が一定でない事、伝熱管表面温度の計測方法の違いによる計測精度の差が表れたといえる。

粘度 0.242Pa・s の液膜媒体に関してプレートの有無による液膜側熱伝達率の実験値を比較し、プレートによる影響を考察する。Figure 7 より両実験においてほぼ等しい値を示しており、Jacobi の式適用条件範囲を大きく超える粘度であるが Jacobi の式に近い値、傾向を示した。この事から粘度 0.242Pa・s の液膜媒体に関して液膜側熱伝達率を推定する場合、プレートの有無による影響を考慮しなくて良い事が分かった。プレートを設けた場合の低粘度～高粘度の実験とプレートを設けない場合の高粘度の実験において Jacobi の式による推定値と近い実験値が得られたため、本実験で行った範囲の粘度の液膜ではプレートによる影響はほぼ無い事とする。

Table 2 Experimental condition

viscosity	Flow rate of the Falling-Film	Applicable range of Formula of Jacobi	Plate making the Falling-Film
Pa・s	L/min		
0.010	2.2～5.9	In a range	○
0.0144, 0.0275, 0.0385, 0.0600, 0.0930, 0.242	1.8～6.0	Out of range	○
0.242	2.0～5.8	Out of range	×

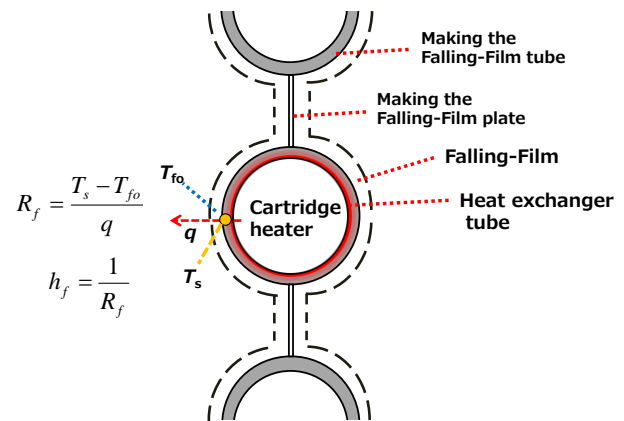


Figure 4 Calculation method of Falling-Film side Heat-transfer coefficient

Falling-Film side Heat-transfer coefficient	
$Q_f = C_f M_f (T_{fo} - T_{fi})$	(6)
$q = \frac{Q_f}{A}$	(7)
$R_f = \frac{T_s - T_{fo}}{q}$	(8)
$h_f = \frac{1}{R_f}$	(9)
Symbol about formula (6)~(9)	
$Q_f$ : Falling-Film Acquisition amount of heat [W],	
$C_f$ : Specific heat of the Falling-Film [J/(kg・K)],	
$M_f$ : Flow rate of the Falling-Film [kg/s],	
$T_{fo}$ : Falling-Film outlet temperature [°C],	
$T_{fi}$ : Falling-Film inlet temperature [°C],	
$T_s$ : Surface of Heat exchanger tube temperature [°C],	
$q$ : Heat flux between the inside the tube and Falling-Film [W/m²],	
$A$ : Heat-transfer area [m²],	
$R_f$ : Falling-Film side thermal resistance [m²K/W],	
$h_f$ : Falling-Film side Heat-transfer coefficient [W/(m²K)]	

### 4.3.2 液膜側熱伝達率の粘度特性

粘度による液膜側熱伝達率への影響を検証するため、各実験について伝熱管片面を流れる液膜の単位幅流量と液膜側熱伝達率の関係を Figure 8 に示し、比較を行う。液膜の粘度が最も低い粘度  $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$  の実験における液膜側熱伝達率が最も大きく、粘度が増すにつれて低下する傾向が得られた。粘度  $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$  の実験と粘度  $0.0144\text{Pa}\cdot\text{s}$  の実験値に大きな差が見られたが、粘度  $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$  の実験結果においてあまり差は見られず、液膜が高粘度である程 Jacobi の式が示す粘度の影響が表れていない事が分かった。今後は粘度範囲をさらに拡大して実験を行い、液膜粘度による実験値と Jacobi の式による推定値の関係に関して明らかにする必要がある。

### 5 まとめ

粘性流体を液膜として用いた横型流下液膜式熱交換器の液膜側熱伝達率の粘度特性を把握するため、Jacobi の実験の再現実験を行った。

1) Jacobi の式適用条件範囲内である粘度  $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$  の液膜に関して、Hofmann の式より Jacobi の式に近い値と傾向が得られ、Jacobi の式適用範囲外である粘度  $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$  の液膜媒体を用いた実験に関しても同様であった。本実験における粘度範囲では Jacobi が定める推定式の適用条件範囲外の実験においても Jacobi の式による推定値が適用出来る事が分かった。

2) 粘度が  $0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$  の液膜において、液膜生成プレートの有無による液膜側熱伝達率の比較を行った。本実験で行った粘度範囲  $0.0144\sim 0.242\text{Pa}\cdot\text{s}$  の液膜媒体に関して、プレートによる液膜側熱伝達率への影響はあまり無いと考えられる。

3) 粘度の増加に伴って液膜側熱伝達率が低下する傾向が見られたが、Jacobi の式が示す程の粘度による液膜側熱伝達率低下への影響は実験では見られなかった。

今後は粘度範囲をさらに拡大して実験を行い、液膜粘度による実験値と Jacobi の式による推定値の関係に関して明らかにする必要がある。

#### [参考文献]

1) 尾花英朗(1977)『熱交換器設計ハンドブック』,pp.694-695,工学図書株式会社

2) X.Hu and M.Jacobi(1995)「The Intertube Falling-Film Modes: Transition,Hysteresis,and Effects on Heat Transfer」

3) 日本機械学会(2005)『伝熱工学』,日本機械学会

[あとがき]

本研究は、環境省平成 25 年度 CO<sub>2</sub> 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「太陽熱温水器・下水熱回収ヒートポンプ技術を利用した消化プロセスのエネルギー高効率化システム開発」(代表：貫上佳則)の一環で行ったものである。

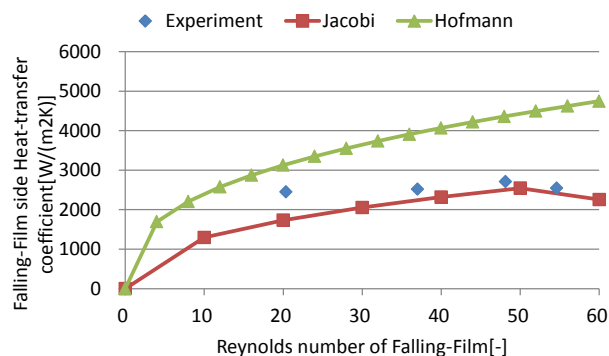


Figure 5 Falling-Film side Heat-transfer coefficient ( $0.010\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

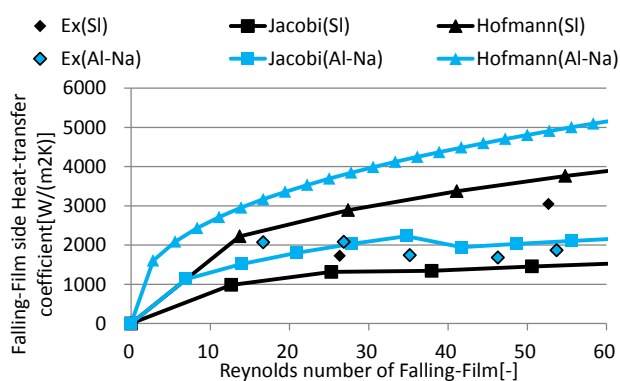


Figure 6 Falling-Film side Heat-transfer coefficient (Sodium alginate and Sludge)

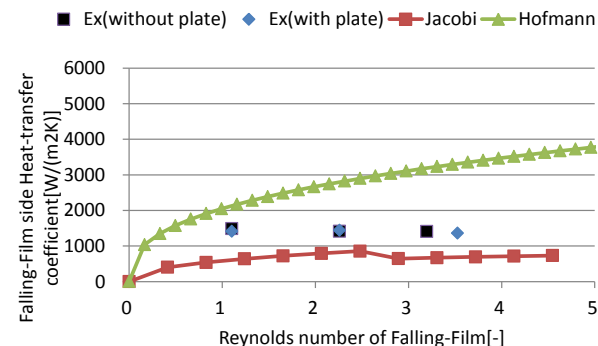


Figure 7 Falling-Film side Heat-transfer coefficient (Comparison in Plate making the Falling-Film)

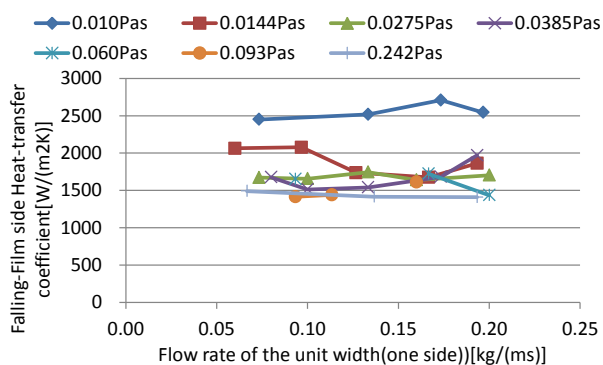


Figure 8 Comparison in viscosity characteristics

# 全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究 (その1) 空調システム概要及び執務空間の換気性能

## Indoor Environment of Convective/Radiative Air-conditioning System in Office Building Supplied from Whole Ceiling with Punched Metal (Part1) Outline of Air-conditioning System and Ventilation Performance in Office Room

○多良 俊宏 (大阪大学)      山中 俊夫 (大阪大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学)      相良 和伸 (大阪大学)  
桃井 良尚 (大阪大学)      内田 一也 (三機工業)  
水出 喜太郎 (日建設計)      後藤 悠 (日建設計)

Toshihiro TARA<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup> Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup>

Kazuya UCHIDA<sup>\*2</sup> Kitarou MIZUIDE<sup>\*3</sup> Yu GOTO<sup>\*3</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka University <sup>\*2</sup> Sanki Engineering Co.Ltd. <sup>\*3</sup> Nikken Sekkei Ltd.

The new cooling system was developed and designed for the brand-new existing building. The experiment in the real building was conducted to know the performance of the convective/radiative cooling system. Air temperature distribution and ventilation effectiveness were measured in comparison with the conventional cooling system in which air is supplied from the ceiling supply opening and exhausted through the ceiling grille, it is generally used in many offices in Japan. As the result of the experiment, the air temperature distribution and ventilation effectiveness of this new cooling system is not much different from that of the conventional system.

### 1. はじめに

近年、執務室空調において、省エネルギー性と快適性を両立させた低環境負荷計画が求められている。中でも、放射空調は放射熱を利用することで、不快な気流感のない、快適で人体に優しい空調として注目を集めている。

本研究では、全面有孔天井を用いた対流・放射空調方式<sup>1)</sup>を大面積の基準階に導入したオフィスビルにおいて、省エネルギー化を図りながらも良好な室内環境を実現できているか、実測調査から明らかにすることを目的としている。本報では、対象建築における空調システムの概要を述べ、対流・放射空調方式と従来型空調方式による換気性能と温度分布を、実測により明らかにする。

### 2. 空調システム概要

基準階には対流・放射空調方式(以後、本方式とする)が採用されている。本方式は、天井チャンバー内に空調機から給気し、天井全面に敷設された有孔スチールパネルから室内に微風速で供給する。放射天井パネルは3200mmモジュールの一边を6分割した533mm×533mmのサイズで構成されており、各パネルにLED照明が設置されている。Fig. 1に1モジュールの放射天井パネルのレイアウト及び、パネルの詳細を示す。還気は、床に設置されたOAフロアパネルの配線取出口を利用した吸込み口からOAフロア内(H=200mm)を経て、各ゾーンまで横引きした還気用コンクリートチャンバーより空調機へ戻される。このことにより、床付近に冷気が溜まらず足元の冷えを防止できる。制御は60～80㎡程度に区画した天井給気チャンバー単位でのVAV制御である。全空気式

だが、天井給気チャンバーおよび床還気チャンバーを活用することによりダクト量を削減し、シンプルな構成となっている。有孔天井パネルからの染出空調効果に加えて、パネル面の冷却・加熱による放射効果を併用することで、室温設定を緩和しても、快適性が維持される。また、ドラフトの懸念無く大温度差送風が可能であるため、搬送動力の削減が図られている。放射効果による快適性の付与、天井から床への一方向気流での十分な換気量による良好な空気質の維持を目指すとともに、執務者からのドラフトのない静穏な空気環境の要請への対応も意図している。比較を行う従来型空調方式は同建物内の一部会議室で採用されている外気処理空調機と天井埋込ダクト型パッケージエアコンの各々がアネモ型吹出口により天井面からの吹出を行い、還気及び排気も室外周部の天井面から行っている空調方式を指す。天井は岩綿吸音板による在来天井である。本方式、従来型方式の空調システム概要をFig. 2及びFig. 3に示す。

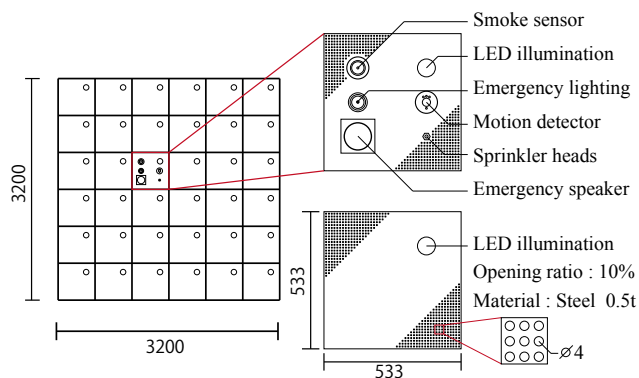


Fig. 1 Radiant ceiling panel layout



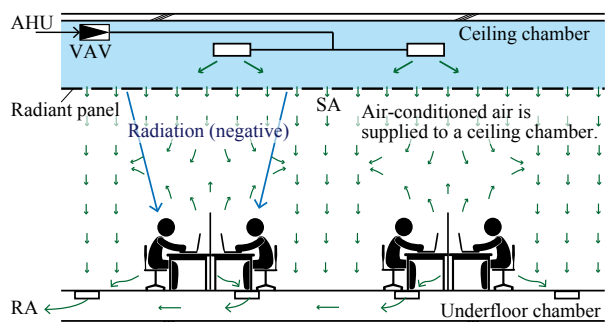


Fig. 2 Convective/radiative air-conditioning system

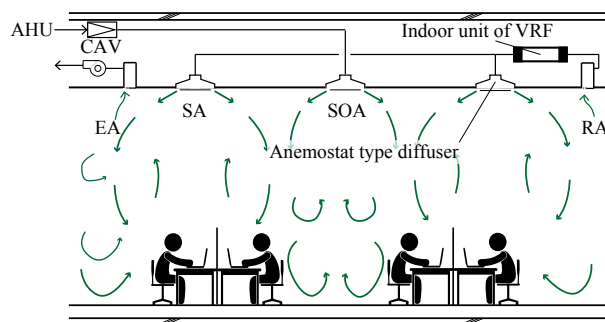


Fig. 3 Conventional air-conditioning system

### 3. 測定方法

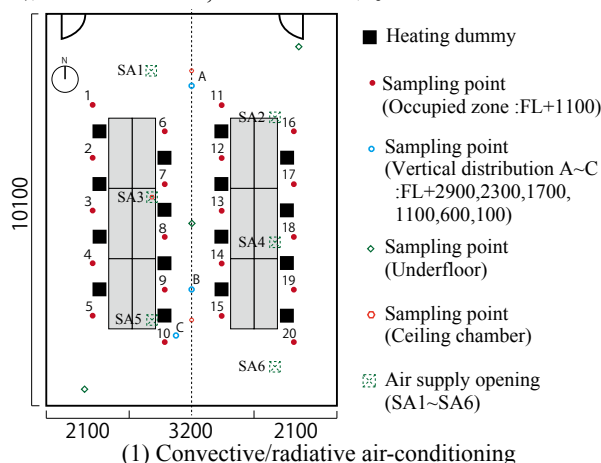
#### 3.1 測定期間

測定は実験の都合上、執務室の一部を切り取った空間として、閉鎖空間である会議室で行った。なお、2015年8月1日に本方式を採用している会議室、同月2日に従来型方式を採用している会議室で測定した。両会議室とも床面積は同程度、外壁に面しておらず無窓である。換気性能評価は、外気の分配性能を評価する局所平均空気齢分布と、汚染物発生位置を固定した定常濃度分布の両者による。そのうち本報では、CO<sub>2</sub>をトレーサガスとした定常濃度測定による規準化濃度分布<sup>2)</sup>による執務者着座位置からの汚染物発生を想定した換気性能評価、及び測定期間中の空気温度分布に関して報告する。

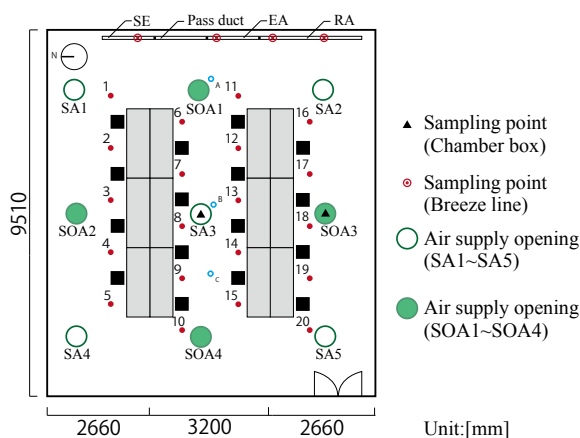
#### 3.2 測定点

執務室と同様の間隔で机を配置することで、会議室内に執務空間を再現した。座席の位置には60Wのブラックランプ入れた高さ1100mmの発熱体を16体設置、各発熱体の上面からチューブを用いてCO<sub>2</sub>を合計で10L/min、各測定点で等量発生させた。チューブの先端にはスポンジを取り付け、CO<sub>2</sub>の流速を低下させることで、発生時の流速による濃度分布の偏りを防止した。発熱体を挟んで等間隔となる室内20点 (FL+1100) を居住域測定点とし、CO<sub>2</sub>濃度と温度を測定した。同時に、鉛直方向でも測定を行うため、室内3箇所それぞれ6つの測定点を設定した。それらに加え、本方式会議室では床下OAフロア内に3点、天井裏に3点計測点を設定、さらに2ヶ所の給気口の内部にチューブを挿入し、ポンプでサンプリングを行うことで給排気濃度の測定を行った。従来型空調方式会議室では、SA・SOAの吹出しボックス内に2点、排気や排煙、換気のための吸込み口に4点測定点を

設定し給排気濃度の測定を行った。屋上や外気取入れチャンバー内にも機器を設置し、外気濃度・温度の測定を行った。測定にはCO<sub>2</sub>濃度計 (T&D, RTR-576, TR-76Ui) を用いた。各会議室の平面図及び測定点を Fig. 4 に、発熱体やCO<sub>2</sub>発生位置の概要を Fig. 5 に示す。Fig. 6 には、温度とCO<sub>2</sub>濃度を測定した位置の概要を示す。また、各給気口からの風速、または流量を本方式会議室では熱線式風速計 (カノマックス, 6543-21) を、従来型空調方式会議室では風量測定器 (TSI, AccuBalance Model8371) を用いて測定した。本方式における各給気口からの流量は吹出面積を0.36 m<sup>2</sup>、開口率75%として算出した。各会議室における給気量を Table 1, Table 2 に示す。



(1) Convective/radiative air-conditioning



(2) Conventional air-conditioning system

Fig. 4 Floor Plan View

Table 1 Flow rate of supply air (Convective/radiative air-conditioning system)

	Sampling point	Flow rate [m <sup>3</sup> /h]
System 1	SA1	221
	SA2	151
System 2	SA3	124
	SA4	306
	SA5	386
	SA6	600

Table 2 Flow rate of supply air (Conventional air-conditioning system)

Sampling point	Flow rate [m <sup>3</sup> /h]	Sampling point	Flow rate [m <sup>3</sup> /h]
SOA1	80	SA1	178
SOA2	124	SA2	322
SOA3	114	SA3	210
SOA4	140	SA4	184
		SA5	280



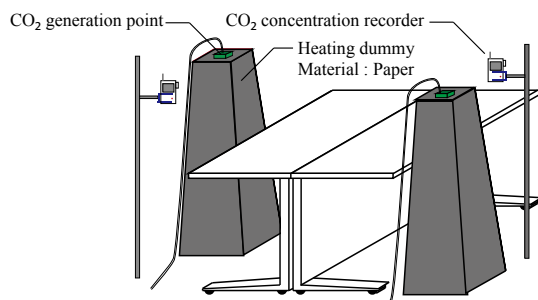
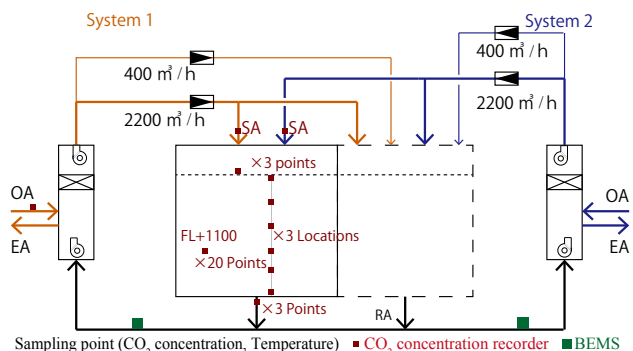
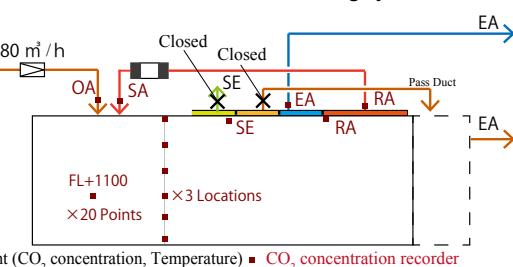


Fig. 5 Scheme of heating dummy



(1) Convective/radiative air-conditioning system



(2) Conventional air-conditioning system

Fig. 6 Scheme of sampling point

#### 4. 結果と考察

##### (1) CO<sub>2</sub> 濃度

測定時間が十分でなかったため、CO<sub>2</sub> 濃度が定常に達していないと考えられる。そのため、各測定点において濃度の変化から回帰曲線を求め定常濃度を推定した。Fig. 7 にその一例を示す。得られた定常濃度の推定値から以下の式 (1) を用いて規準化濃度  $C^*$  を求めた。

$$C^* = \frac{C_r - C_o}{C_e - C_o} \quad \dots(1)$$

ここで、 $C_r$  は各測定点における定常濃度 [-]、 $C_e$  は排気濃度、 $C_o$  は外気濃度 [-] である。本方式会議室では排気濃度 [-] として居住域 (FL+1100) での平均定常濃度を用いた。これは、吸込み口濃度測定を行った OA フロア内で、他室からの還気と混合することで本来の室の排気濃度が得られなかったため、全測定点のデータを確認した上で取った措置である。発生源からのトレーサガスは人体想定のパルームに乗って上昇し、天井下で上方からの吹出し気流と混合した上で、下方へピストンフロー状に流れるため、比較的下方で測定点数の多い FL+1100 の 20 点の測定値で代替することとした。従来型方式会議室では排気口で測定した値を排気濃度として規準化濃度を算出し

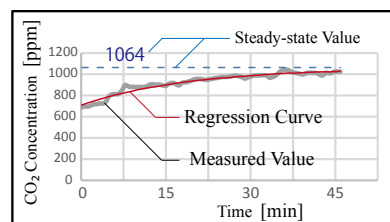
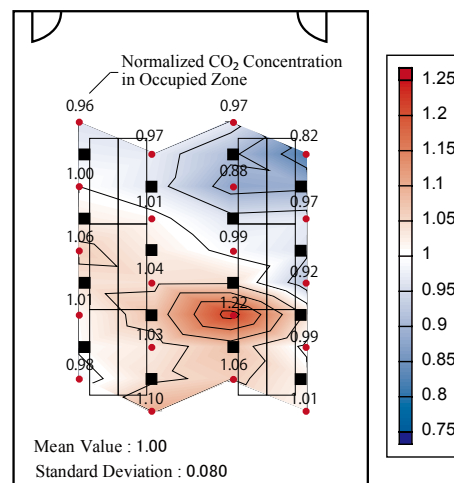
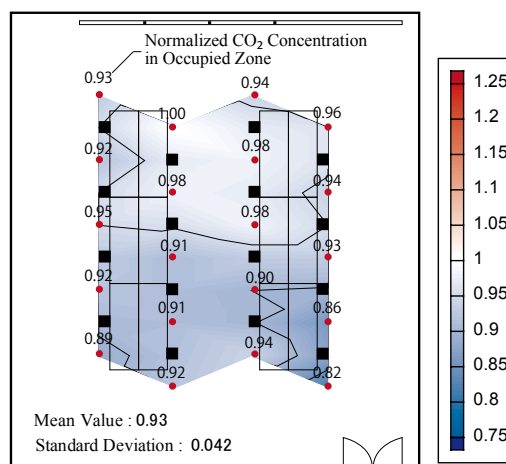


Fig. 7 Example of CO<sub>2</sub> concentration time variation



(1) Convective/radiative air-conditioning system



(2) Conventional air-conditioning system

Fig. 8 Normalized CO<sub>2</sub> concentration in occupied zone

た。居住域 (FL+1100) での規準化濃度を Fig. 8 に示す。

どちらの空調方式も規準化濃度の平均値は約 1 であった。このことから、本方式を用いても換気性能は低下せず、居住域においては同程度の性能を有していると言える。本方式での給気流はピストンフローであるため、各地点間の規準化濃度のばらつきは小さいと予想される。しかし、標準偏差を比較すると、従来型方式よりばらつきが大きいことがわかる。これは天井チャンバー内にある給気口からの流量のばらつきが原因だと考えられる。この流量の差異の原因としては、VAV 以降各給気口までのダクト経路の違いによる差異、会議室に送風を行う 2 系統の空調機の風量の差異が考えられる。また、どちらの空調方式においても扉付近の規準化濃度が低い原因として、実測中は扉と床の隙間を塞いでいたが、塞ぎきれなかった隙間からの空気の流入が考えられる。

次に、鉛直方向での規準化濃度分布の比較を Fig. 9 に示す。従来型では、すべての測定点で高さに関係なく規準化濃度が1に近い値となった。このことより、室内で十分に空気が混合している事が分かった。本方式では、測定位置により多少のばらつきはあるが、FL+1700~2300 の位置での規準化濃度が高く、その位置から離れるにつれて濃度が減少していくことが分かる。これは模擬人体から発生させ、発熱によって上昇するCO<sub>2</sub>が、有孔天井からの微風速のピストンフローと衝突することによってFL+1700~2300 の高さで広がるのが原因と推測できる。鉛直方向の濃度分布からも同様に、FL+1100 の位置では規準化濃度の平均値は1 となることがわかるため、居住域における換気性能という観点からは、本方式でも十分な性能が発揮できており、従来型と比較しても同程度の換気性能を有していると言える。しかし、今回規準化濃度を算出するために使用した排気濃度は推定値なので、追加実測により正確な排気濃度を把握する予定である。

## (2) 温度

給気温度が常に変化していたため、測定期間の給気温度と測定点での温度の差の平均値を用いて評価を行う。従来型方式ではSA と SOA の温度を風量で按分したものを給気温度とした。居住域での各方式の給気温度と測定温度の差を Fig. 10 に示す。ばらつきに差はほとんど見られず、居住域において温度分布に大きな差は見られない。また、測定点間でも温度の差は小さく、一様な温熱環境を形成していると言える。温度差が大きくなっている点は給気量の少ない吹出し口の付近であるため、給気量の差が温度差に影響を及ぼしていると考えられる。次に、鉛直方向での給気と測定点の温度差の分布を Fig. 11 に示す。居住域と同様に、空調方式での違いが非常に小さいことが確認できた。一方、本方式では従来型より低い位置の測定点の温度が高くなる傾向にあることが分かる。これは、天井面からの給気が床下に吸い込まれるまでに熱負荷を処理していることが要因と考えられる。

## 5. まとめ

本報では全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおいて、従来型空調方式との比較を行うことで、換気性能及び温熱環境の評価を行った。

実測の結果、本方式は従来型と比較して、居住域において同程度の換気性能を有していることが確認できた。また、温度分布は居住域に加え鉛直方向にも大きな差は生まれない事が明らかとなった。このことより、本方式は従来空調と同様な環境性能を確保しつつ、ドラフト感が無く快適で、省エネルギーである空調システムを実現したと言える。

今後は冬季に行った実測結果を踏まえ、高精度な換気性能の評価を行うと共に、空気齢など他の指標からも換気性能の評価を行うことを予定している。

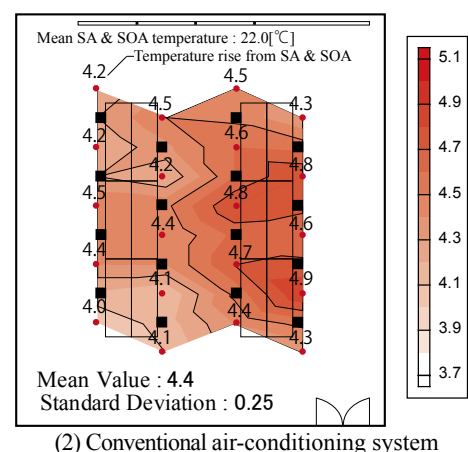
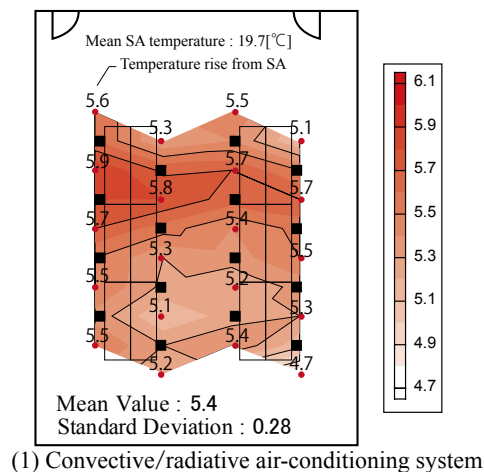
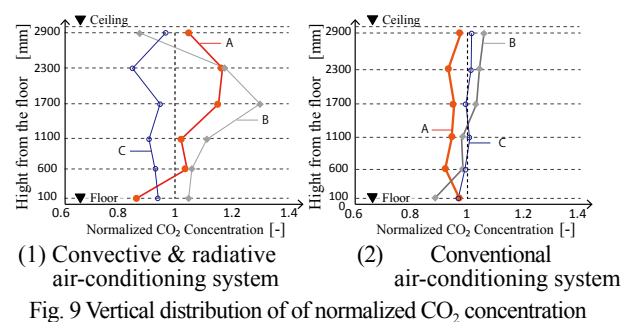


Fig. 10 Air temperature difference between at supply air opening and at a sampling point in occupied zone

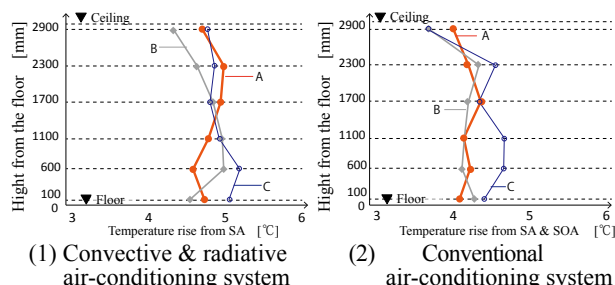


Fig. 11 Vertical distribution of air temperature difference

## 【参考文献】

- 1) 水出ら：有孔天井を用いた対流・放射冷暖房に関する実験研究 その1 システム概要と冷暖房実験における室内温熱環境、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp1899-1902, 2012. 9
- 2) 空気調和・衛生工学会 SHASE-S 116-2011: トレーサーガスをを用いた単室の換気量測定法, 2011

水式天井放射空調の熱移動現象の詳細調査及び在来空調との省エネ性能の比較

Detailed Investigation of Heat Movement Phenomenon of Ceiling Radiant Panel System and Energy Saving-Related Comparison between Ceiling Radiant Panel System and Conventional System

○山本 健太 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)  
宮城 令 (立命館大学) 岡本 茂 (東畑建築事務所)  
小林 陽一 (安井建築設計事務所)

Kenta YAMAMOTO\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Ryo MIYAGI\*<sup>1</sup>

Shigeru OKAMOTO\*<sup>2</sup> Youichi KOBAYASHI\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Tohata Architects & Engineers, Inc. \*<sup>3</sup> Yasui Architects & Engineers, Inc.

The performance of the radiative ceiling air-conditioning system, which can select the water for cooling, supply/return water from/to heat sources and water which uses underground heat and solar heat, is verified in summer and winter by measurement. The measurement was done using two rooms, one has radiative ceiling air-conditioning system, and the other has normal convection type air-conditioning system.

1. はじめに

放射空調は、吹出し気流の冷風・温風を人体にあてることなく、放射を利用して直接人体を冷却加熱することができるため、快適性が向上しやすい。既往研究においても、放射冷暖房システムは夏期及び冬期に室内設定温度を緩和しても、在来空調と比べて温熱感を維持する結果を得た<sup>文1, 2)</sup>。一方、放射空調室では躯体からの熱損失が問題として推測された。

本研究では、パネル設定温度を変更した環境で実測を行うことで、設定温度を緩和した放射空調室における損失熱量を把握する。また放射空調室と在来空調室の実測調査を同時に行い、放射空調システムの省エネ性を比較検証する。

2. システム概要

対象とするシステムは水熱源式天井放射空調システムで、熱源として吸収式冷温水機からの往冷温水の他、建物の空調機を経由して熱源に戻る還冷温水を用いることができる。また夏期では地中熱を採熱した冷水、冬期では太陽熱を採熱した温水をバルブの切り換えにより選択することができる。放射パネルはアルミパンチングメタル製である。Fig.1 にシステム概要図を示す。天井内に全熱交換器の吹出口、室内側に全熱交換器の吸込口があることにより天井内が正圧、室内側が負圧になり、パンチングメタルからの天井内の冷気・暖気のにじみだしによる対流の効果での空調も期待できる。結露防止のため、全熱交換機の室内側外気吹出経路に除湿コイルユニットを設置している。在来空調は天井カセット式ガスヒートポンプパッケージエアコン (GHP) を使用している。

3. 実測室概要

実測は実会議室で行った。床面積は両室 70 m<sup>2</sup>、天井高は 2.6m である。放射空調室の放射パネルは 96 枚で面積は 34.56 m<sup>2</sup> である。在来空調室の GHP はインテリア側に設置してあり 4 方向吹出である。

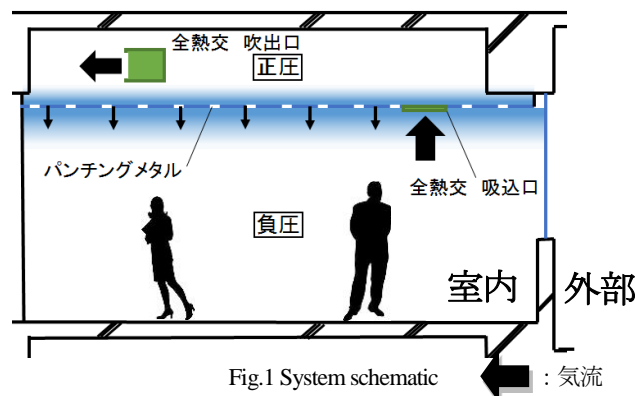


Fig.1 System schematic

Table.1 Summer measurement case

空調 設定	CASE	放射空調室			在来空調室		凡例	測定項目	測定高さ
		熱源	パネル (°C)	流量 (L/min)	GHP (°C)	風量 (m <sup>3</sup> /h)			
冷房	1-1	冷水	20	38			△	床表面 温度	床面
	1-2	(往)	22	38			◇	壁表面 温度	壁面
	1-3		24	38	26	840	○	空気温度	FL+1.1m
	廊下						☆	窓表面 温度	窓面
							◇	パネル面 温度	パネル面
							□	吸込 温度	制気口
							■	吹出 温度	制気口(在来)
							▲	パネル面 温度	パネル面
							●	壁表面 温度	壁面
天井内							●	空気温度	FL+3.0m
							◆	スラブ面 温度	スラブ面

Fig.2 Measuring point and legend

## 4. 夏期実測

## 4.1 実測概要

8月下旬から7日間の8時から17時にかけて物理環境実測を行った。その内4日間で放射空調室と在来空調室をTable.1に示す実測ケースで運用し、同時計測した。計測は1分間隔で行った。Fig.2に測定箇所及び凡例を示す。各面の放射、対流熱伝達量による熱量を計算し、室内と天井内の対流熱収支が0となる熱量がスリットによる熱移動量、天井内躯体による熱伝達量を損失熱量とみなした。対流熱伝達率は以下の固定値を用いた。

以下に熱量の計算式を示す。

面iの放射熱伝達量 $q_{ri}$ [W]	$q_{ri} = \sigma \times A_i \times \epsilon_i \times (T_i^4 - T_a^4)$
面iの対流熱伝達量 $q_{ci}$ [W]	$q_{ci} = ac \times A_i \times (T_i - T_a)$
給気による熱量 $q_{ac}$ [W]	$q_{ac} = Cp \times \rho \times V \times (T_{ac} - T_a)$
$\sigma$ : Stefan-Boltzmann 定数 [ $W/m^2K^4$ ]	
$A_i$ : 面iの面積 [ $m^2$ ] $\epsilon_i$ : 面iの放射率	
$T_i, T_a$ : 面i, 面jの温度 [K]	
$g_{ij}$ : 形態係数 $T_a$ : 空気温度 [K]	
$ac$ : 対流熱伝達率 [ $W/m^2K$ ]	
$Cp$ : 空気の比熱 [ $J/kgK$ ]	
$\rho$ : 空気の密度 [ $kg/m^3$ ]	
$V$ : 給気風量 [ $m^3/s$ ] $T_{ac}$ : 給気温度 [K]	

また各室で同時計測を行い、同等の室温環境温度におけるCOPの比較を行う。COPは熱負荷を一次換算エネルギー消費量で除したものとす。

以下に熱負荷の計算式を示す。

在来空調室の熱負荷  $Q_t$  [W] = 顕熱負荷  $Q_s$  + 潜熱負荷  $Q_l$   
 $Q_s = Cp \times \rho \times V \times \Delta t = 1006 \times 1.2 \times V \times (t_1 - t_2)$   
 $t_1$ : 吸込温度 [°C]  $t_2$ : 吹出温度 [°C]  
 $Q_l = \gamma \times \rho \times V \times \Delta x = 2501.1 \times 10^3 \times 1.2 \times V \times (x_1 - x_2)$   
 $\gamma$ : 水の蒸発潜熱 [ $J/kg$ ]  $x_1$ : 吸込絶対湿度 [ $kg/kg$ ]  $x_2$ : 吹出絶対湿度 [ $kg/kg$ ]  
 放射空調室の熱負荷  $Q_p$  [W] =  $Cw \times R \times \Delta t = 4.186 \times 10^3 \times R \times (t_3 - t_4)$   
 $Cw$ : 水の比熱 [ $J/kgK$ ]  $R$ : 流量 [ $kg/s$ ]  $t_3$ : 還水温度 [°C]  $t_4$ : 往水温度 [°C]

## 4.2 結果と考察

## (1) 熱移動現象の調査

Fig.3にCASE1-1～CASE1-3の放射空調室の室内・天井内の温度の推移を示す。各ケースの空気温度が安定して

いる状態である13時～15時における空気・表面温度実測値を用いる。冷房時はパネル温度が高いほど天井内の熱流入と室内の放射熱流入が減少する一方で、室内の対流熱流入が増加する傾向が見られた。これは、パネル温度の上昇に伴って室内の躯体表面温度が上昇する一方で、空気温度はほとんど上昇しなかったためと考えられる。

Fig.4のCASE1-1を代表例として述べると、天井内の対流熱は、躯体からの熱流入が1034W、天井パネルによる熱流出が1409Wとなり、これらの総計は-375Wとなる。すなわち室内から天井内へ375Wの熱移動が生じており、天井内側パネルの対流熱伝達量である1409Wの内、375W (27%)の冷熱がスリットにより室内へ熱移動していると考えられる。パネル熱量である3629Wの内、1034Wの対流熱と1014Wの放射熱を合計した2048W (56%)が熱損失していると考えられる。

Table.3とFig.6に各ケースの天井放射パネル熱交換量と対流熱移動率と熱損失率を示す。放射パネルの各熱伝達量の計算合計値と熱負荷の差は2%未満である。

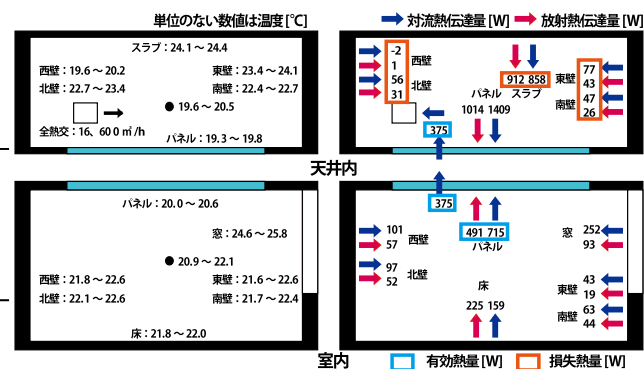


Fig.4 Air and the surface temperature actual measurement (left) and convection and the radiation heat transfer amount (right) in CASE1-1

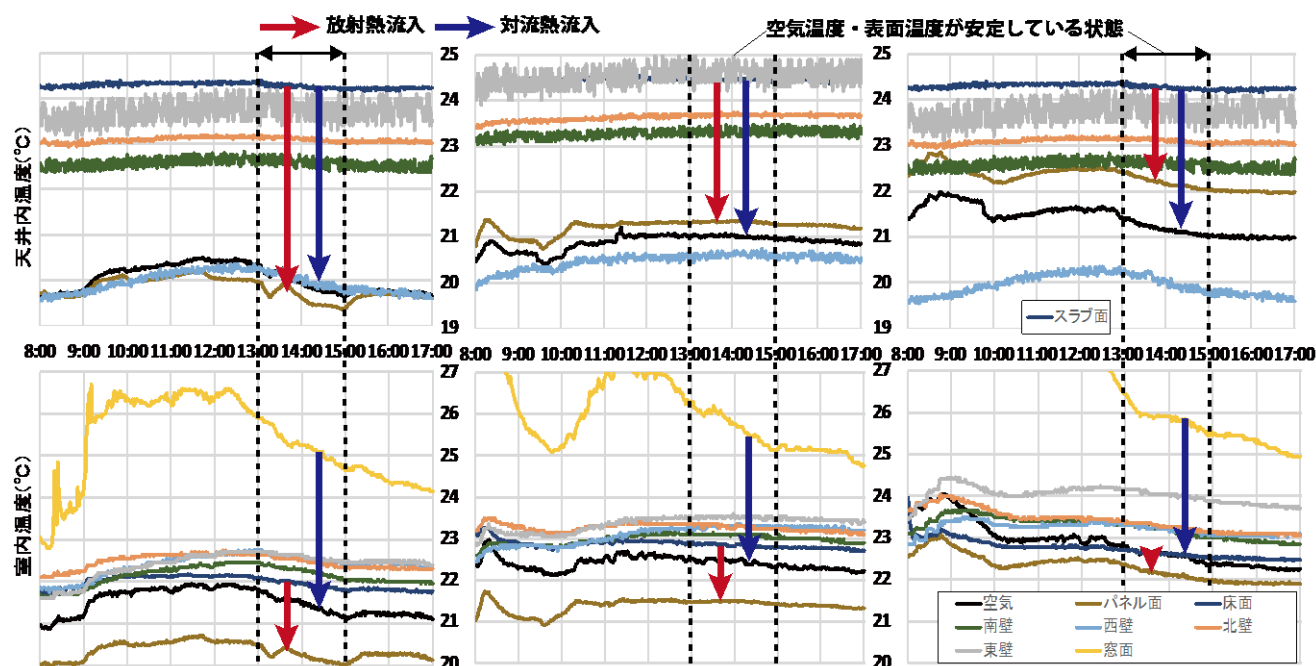


Fig.3 Air and the surface temperature actual measurement in CASE1-1 (left) and CASE1-2 (center) and CASE1-3 (right)



冷房時はパネル温度が高いほど熱移動量が増加し、その分損失熱量が減少するので冷却効率が上がると思われる。

Table.3 The heat movement rate and the thermal loss rate when air-conditioning

CASE	パネル熱量[W] 計算	熱負荷	熱流の方向	熱移動量[W]	パネル対流熱量[W] 天井内側	室内側	スリット熱移動率	損失熱量[W]	熱損失率
1-1	3629	3647	室内→天井内	375	1409	715	27%	2048	56%
1-2	3230	3215	室内→天井内	580	1424	640	41%	1567	49%
1-3	2668	2686	室内→天井内	892	1542	451	58%	1103	41%

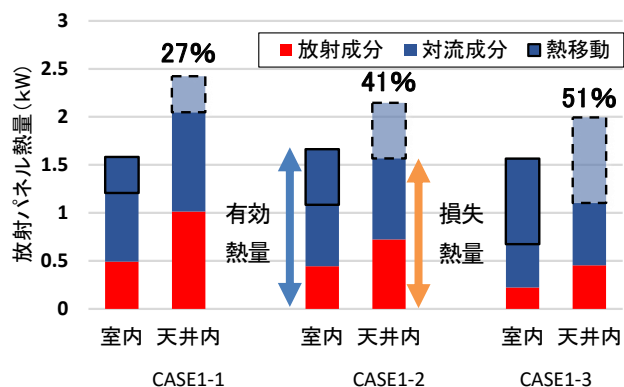


Fig.6 The panel heat exchange amount when air-conditioning

## (2) 省エネ性の比較

Fig.7 に在来空調と放射空調の冷房負荷と COP の推移を示す。放射空調は熱負荷が比較的安定しているのに対して在来空調はばらつきが見られる。これは、GHP が45分間隔で冷風を吹き出しており、その間送風しかしていないためだと考えられる。在来空調の熱負荷が負の値の時、GHP はエネルギーを消費していないものとする。エネルギー消費時における在来空調の COP と放射空調の COP を比較すると、放射空調の方が低いと考えられる。

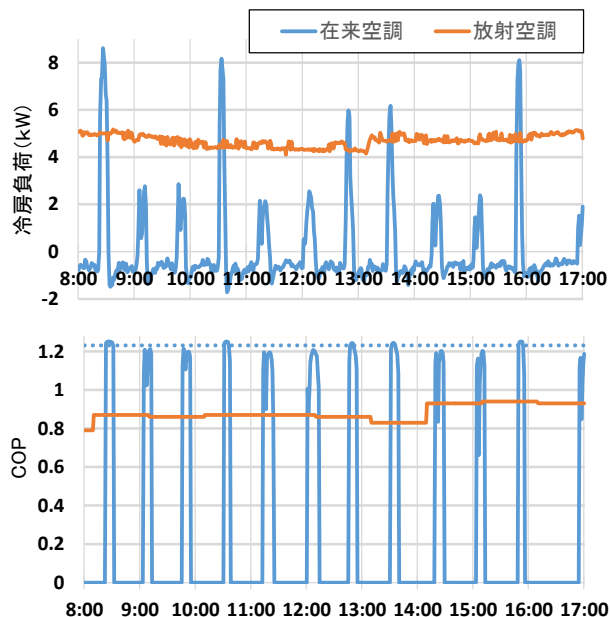


Fig.7 Cooling load and COP in CASE1-3

## 5. 冬期実測

### 5.1 実測概要

1月上旬から7日間の8時から17時にかけて夏期と同じ測定箇所での物理環境実測を行った。Table.3 に実測ケースを示す。CASE2-3 の在来空調との比較において各室ともに室内温度が20℃になるように設定した。

Table.3 Winter measurement case

空調 設定	CASE	放射空調室		在来空調室	
		熱源 (°C)	流量 (L/min)	GHP (°C)	風量 (m³/h)
暖房	2-1	温水	33	38	
	2-2	(往)	31	38	
	2-3		29	38	20 840

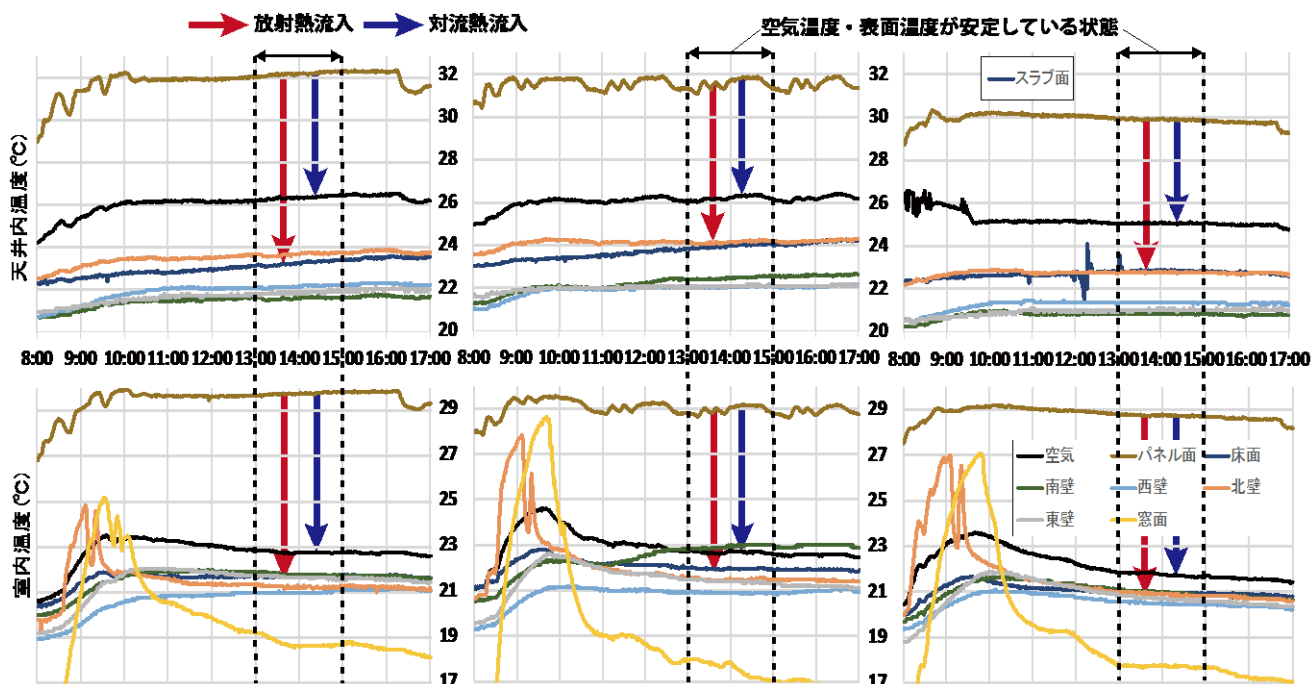


Fig.8 Air and the surface temperature actual measurement in CASE2-1 (left) and CASE2-2 (center) and CASE2-3 (right)



5.2 結果と考察

(1) 熱移動現象の調査

Fig.8にCASE2-1～CASE2-3の室内・天井内の温度の推移を示す。暖房時はパネル温度が低いほど天井内の熱流入が抑えられる一方、室内の熱流入には変化が見られなかった。これは、パネル送水温度を低くしても、室内空気・躯体表面温度にほとんど変化が見られないためだと思われる。

Fig.9のCASE2-1を代表例として述べると、室内の対流熱は、躯体への熱流出が858W、天井パネルからの熱流入が938Wとなり、これらの総計は79Wとなる。すなわち室内から天井内へ79Wの熱移動が生じており、室内側パネルの対流熱伝達量である938Wの内、79W(8%)の熱量がスリットにより天井内へ熱移動していると考えられる。パネル熱量である5466Wの内、1961Wの対流熱と79Wの熱移動量と779Wの放射熱を合計した2819W(52%)が熱損失していると考えられる。

Table.4とFig.10に各ケースの天井放射パネル熱交換量と対流熱移動率と熱損失率を示す。暖房時は室内から天井内へ熱移動するので対流熱の効果による空調に期待できない。しかし、パネル温度を低くしても室内の供給熱量にほとんど影響はない。

(2) 省エネ性の比較

Fig.11からは冷房時とは違い、在来空調の暖房負荷に負の値は見られなかった。外気温が低温の時に在来空調の暖房負荷が上昇するが、COPは若干低下する傾向が見られた。これは上昇した暖房負荷以上にエネルギー消費量が上昇したからだと思われる。冷房時と同様に放射空調のCOPの方が低いと考えられる。

6. まとめ

冷房時放射空調は在来空調より省エネでないが、パネル温度を上げることで、にじみだし効果により冷却効率を上げることが可能である。暖房時に関してもパネル温度を緩和させてもパネル熱量自体に大きな変化が見られなかったことから、省エネルギーで空調が行えると考えられる。しかしながら、放射空調の供給熱量の内、およそ半分の熱損失が見られた。これは通常設計の居室に放射空調を導入しているので、放射空調に対応した必要な断熱が施されていないためであると考えられる。このことから、改修による熱損失への対策は難しいと思われる。

参考文献

文1) 今川裕二、中村仁秋ら：天井放射空調システムに関する研究 第1報～第3報、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)、pp.1281-1286、2011年8月  
文2) 宮城令、近本智行、岡本茂ら：熱源を選択可能な水式天井放射空調の性能検証及び在来空調との比較、第44回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2014年

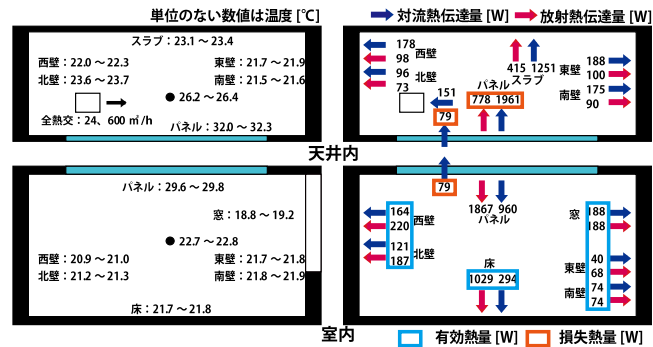


Fig.9 Air and the surface temperature actual measurement (left) and convection and the radiation heat transfer amount (right) in CASE2-1

Table.4 The heat movement rate and the thermal loss rate of heating

CASE	パネル熱量[W]		熱流の方向	熱移動量[W]	パネル対流熱量[W]		スリット熱移動率	損失熱量[W]	熱損失率
	計算	熱負荷			天井内側	室内側			
2-1	5545	5581	室内→天井内	79	1961	938	8%	2819	51%
2-2	4804	4720	室内→天井内	25	1728	767	3%	2420	50%
2-3	4976	4998	室内→天井内	0	1648	873	0%	2282	46%

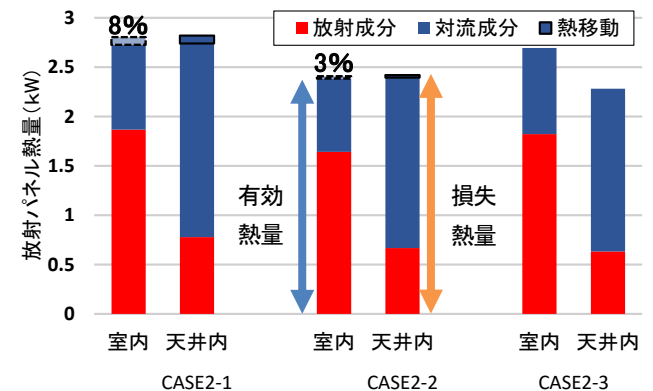


Fig.10 The panel heat exchange amount of heating

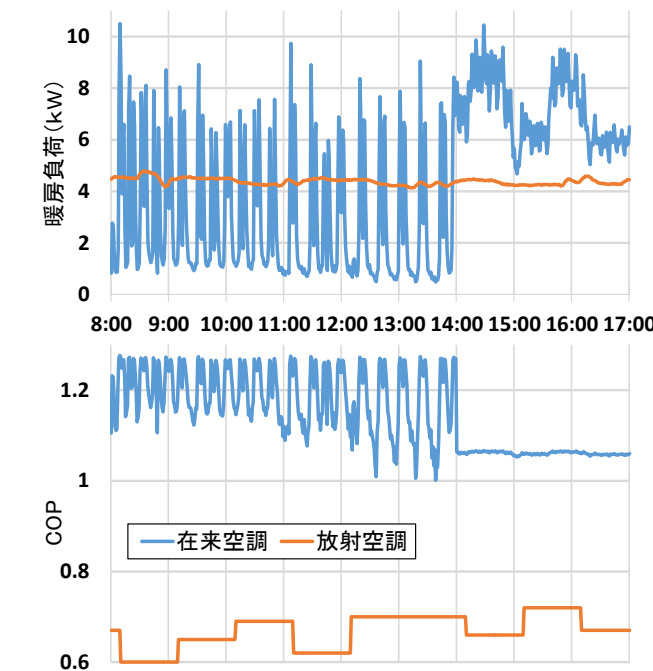


Fig.11 Heat load and COP in CASE2-3

## 展示施設における放射冷暖房の室内環境評価

### 第 1 報 冷房時における実測評価

## Indoor environment evaluation of the exhibition facility which adopted radiation cooling and heating system

○中 川 浩 明（竹中工務店）      粕 谷 敦（竹中工務店）

Hiroaki NAKAGAWA\*<sup>1</sup>    Atsushi KASUYA\*<sup>1</sup>    Kazuki WADA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> TAKENAKA Co. Ltd

In late years the radiation cooling and heating system which an adoption example increases to is often used in an office building. We introduced an aluminum radiation panel in consideration for design characteristics and the flexibility that we produced newly into exhibition facility. And we performed the performance test in the simple substance and an indoor environment evaluation under real environment.

### はじめに

近年採用事例が増えている放射空調システムは、オフィス用途で採用される場合が多い。一方で、そのままの形態では、その他の用途で意匠上の観点から利用が難しい場合がある。本研究では、オフィスに限らず用途特性に応じた形態で実施が可能な放射空調システムを実現するために、基本性能に加えて、フレキシビリティ性・意匠性に配慮したアルミ放射パネルを新規で製作を行った。この放射パネルの単体性能及び展示施設用途に適用した冷房時における実測評価について報告を行う。

### 1. 建物概要

本建物は、兵庫県神戸市の新神戸駅近傍に展示施設として計画され、2014 年 10 月に開館した。建物は、地下 2 階、地上 1 階、延床面積 1,884m<sup>2</sup> で、地階部分が 1,466m<sup>2</sup> と延床面積の約 78% を占めている。階構成は、1 階が企画展示や講演会が可能な多目的ホールと事務室機能、地下 1・2 階が主として展示空間等の体験型学習施設となっている。

### 2. 空調システムの計画

#### 2.1 空調システム概要

本建物の熱源・空調フロー図を図-1 に示す。主熱源には空冷ヒートポンプチャラーを採用している。写真 1 に示す地階展示室系統は、熱交換器を介して温度レベルを変更し、アルミ放射天井パネルを利用した放射空調を導入し、主として外気導入・除湿・加湿としての機能を受け持つ空調機を組み合わせている。放射空調制御は、制御単位を地下 1 階、地下 2 階共各 3 系統とし、PMV による

制御としている。

#### 2.2 アルミ放射パネルの仕様・単体性能

##### (1) 概要

本計画では、アルミ放射パネルを新規で製作を行った。製作にあたり、放射パネルとしての基本性能に加えて、フレキシビリティ性と意匠性を高めることを方針とした。

##### 1) フレキシビリティ性として、

- a) パーツ化とユニット化によるパネル要素・設備要素の配置やパネルサイズの自由度が高いこと。
- b) 各設備機能（照度、換気、排煙等）を組み込み可能であること。
- c) 上記の結果、建物用途を選ばない、用途特性に応じた実施形態が可能であること（事務所、商業、博物館 e t c）。

##### 2) 意匠面として、

- a) 建築仕上がりとしての精度が高いこと。
- b) 各種設備要素と親和性が高いこと。

##### (2) 構成

図-2、3 に同パネルの構成図、断面図を示す。パネルは、アルミ型材 A・B 及び放射配管（ポリエチレン・アルミ・ポリエチレンの三層管）から構成され、それらを組み付ける補助パーツから構成されている。このパーツ構成により短辺方向は 90mm の倍数、長辺方向は自由にサイズが決定可能となる。本建物では、短辺方向を放射パネルと取外しユニットを合わせて 900mm、長辺方向を約 2500mm にて設定している。また、組み立て手順は、作業台面に木製治具を配置し、図-2 に示す構成図に従い順次積み重ねていくことで、パネルが組み上がる。

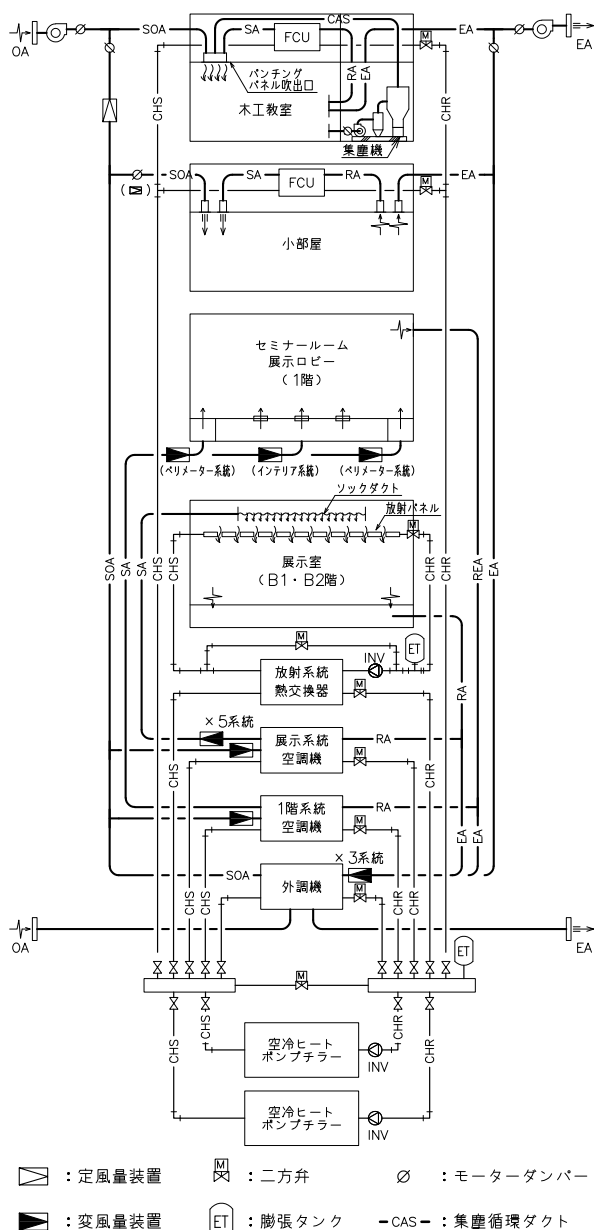


図-1 空調フロー図

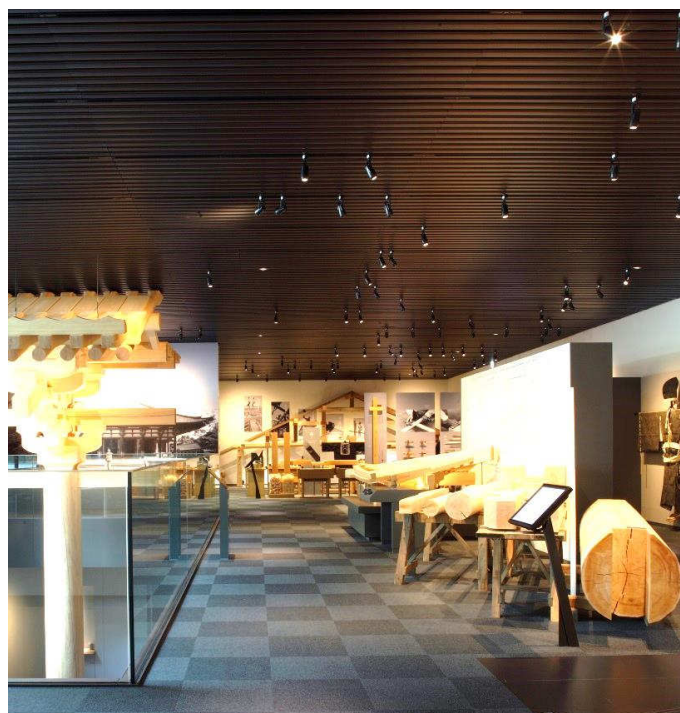


写真-1 展示室のアルミ放射パネル

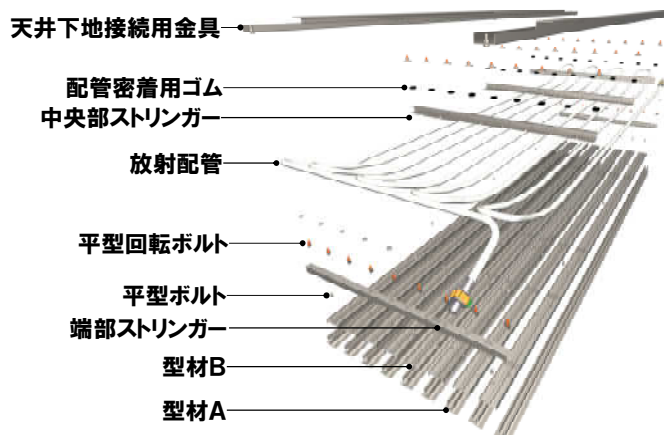


図-2 アルミ放射パネル構成図

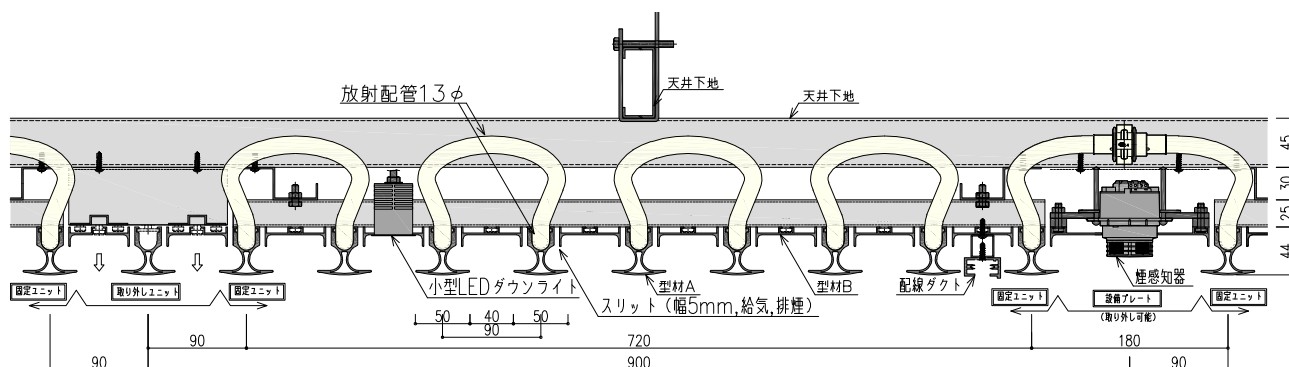


図-3 アルミ放射パネル断面図

### (3) 単体性能試験

放射パネルの基本性能として、実験室において性能確認を行った。性能試験の概要を図-4に示す。環境試験室の天井面にアルミ放射パネル2枚設置し、上部に断熱された給気チャンバーを配し、天井内給気（放射パネルスリ

ットより室内側へ流出、等温・ $50\text{m}^3/\text{h}$ )を可能としている。冷房条件では、室温設定 $27^\circ\text{C}$ 、冷水温度を $16\cdot 18\cdot 20\cdot 22^\circ\text{C}$ 、流量を $3\cdot 6\cdot 9\cdot 12\text{L}/\text{min}$ に変化させて、冷水の往・還温度差と流量に熱量計測を実施した。図-5に冷房時の熱画像、図-6に送水温度・流量に対する冷房能力

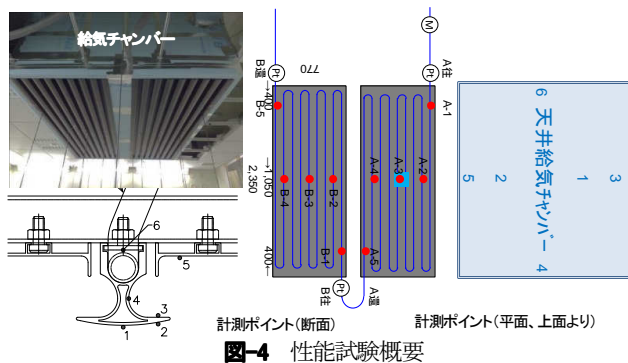


図-4 性能試験概要

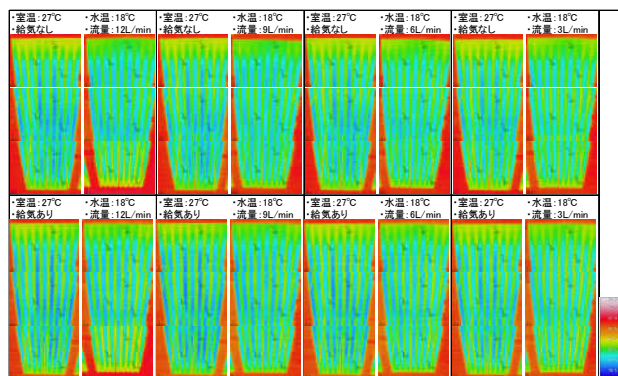
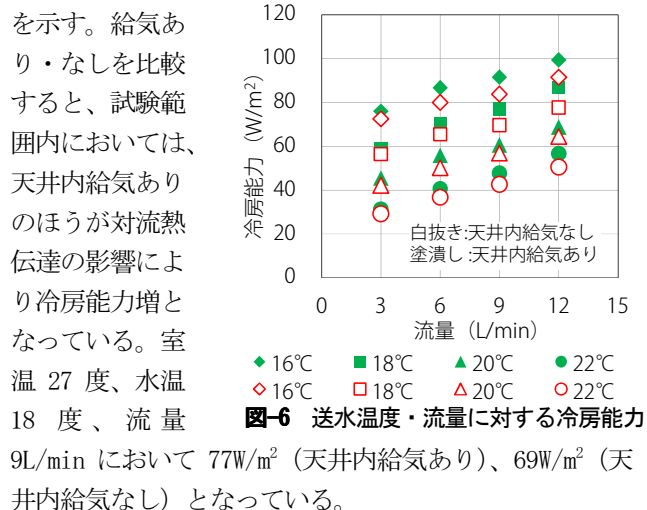


図-6 熱画像 (冷房条件時)



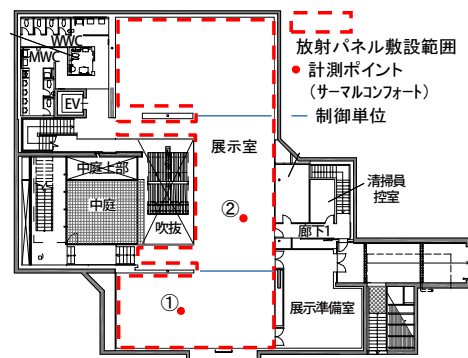
## 2. 3 アルミ放射パネルの冷房時における実測評価

### (1) アルミ放射パネルの敷設概要

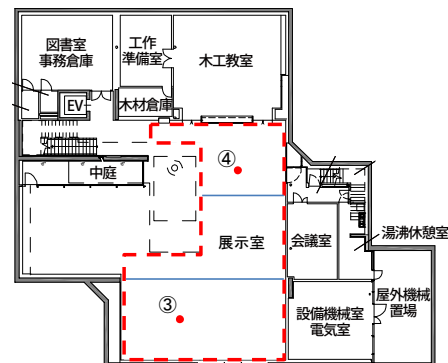
放射パネルの敷設範囲、制御単位を図-7 に示す。放射パネルの有効敷設面積は、約 380m<sup>2</sup> とし、1 直列あたりの面積を平均約 8.4m<sup>2</sup> とし、45 並列接続している。制御単位は、図-7 の通り、地下 1 階、地下 2 階共 3 系統にわけ、PMV による 2 方弁比例制御としている。

### (2) 実測概要

実測に際し、作用温度センサー・湿度センサー・風速センサー・微小面放射温度センサーが接続可能なサーマルコンフォートロガー (写真-2) を利用した。微小面放射温度センサーは 3 本接続することで、天井方向・床方向、南北方向、東西方向のような 6 方向の放射温度を測定することができる。計測ポイント (FL+1100) は図-7



地下1階平面図



地下2階平面図

図-7 放射パネル敷設範囲と計測ポイント

に示す 4 箇所とした。また、サーモカメラにより開始時における放射パネル表面温度変化を計測した。計測は、2015 年 8 月 9 日～8 月 16 日の間に順次実施した。空調関連の設定は、PMV 設定値を-0.5、放射空調冷水送水温度を 15℃ 設定としている。

### (3) 実測結果

実測結果を図-8～11 に示す。図-8 の熱画像

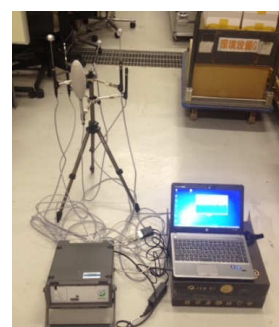


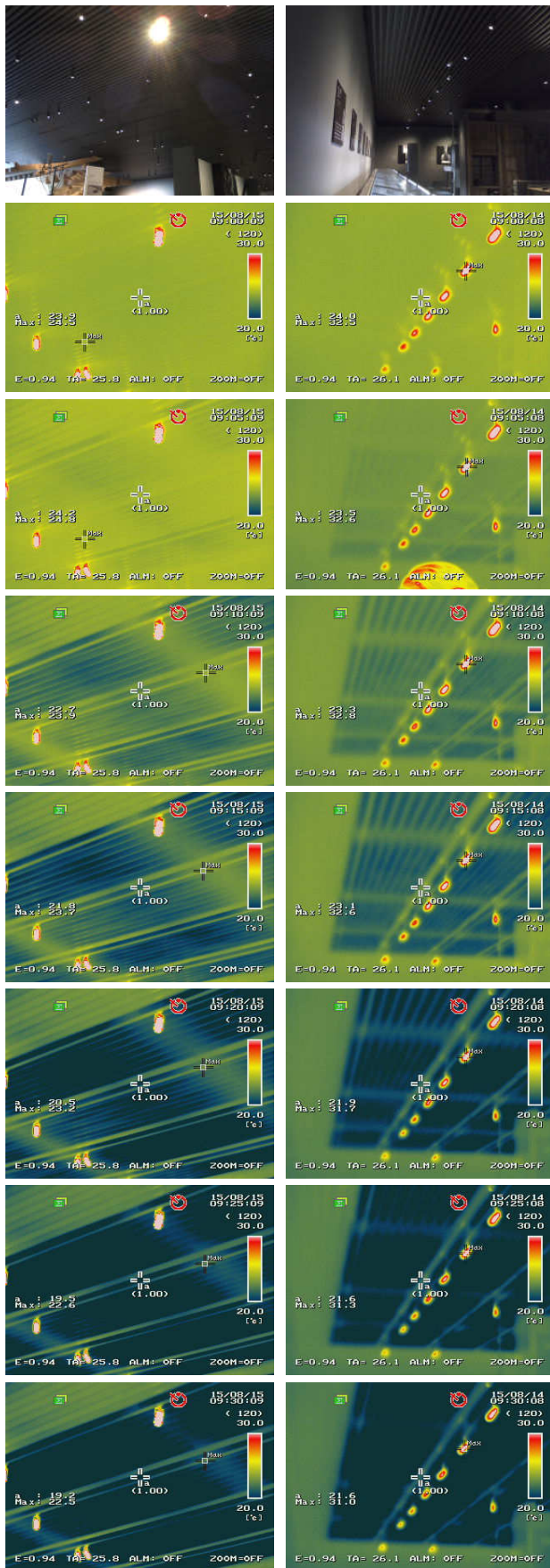
写真-2 サーマルコンフォートロガー

より、空調開始から約 30 分で十分に天井面は冷やされた状態となっていることが確認された。計測ポイント②～④において、共に空調開始 (9 時) から約 40 分後に天井方向の放射温度が最も低くなり、PMV 値が-0.5 近傍まで下がっている。また、他の放射温度も温度変化の幅は違いが同様の傾向を示している。風速は空調運転時間の平均で、0.1m/s 未満となっている。

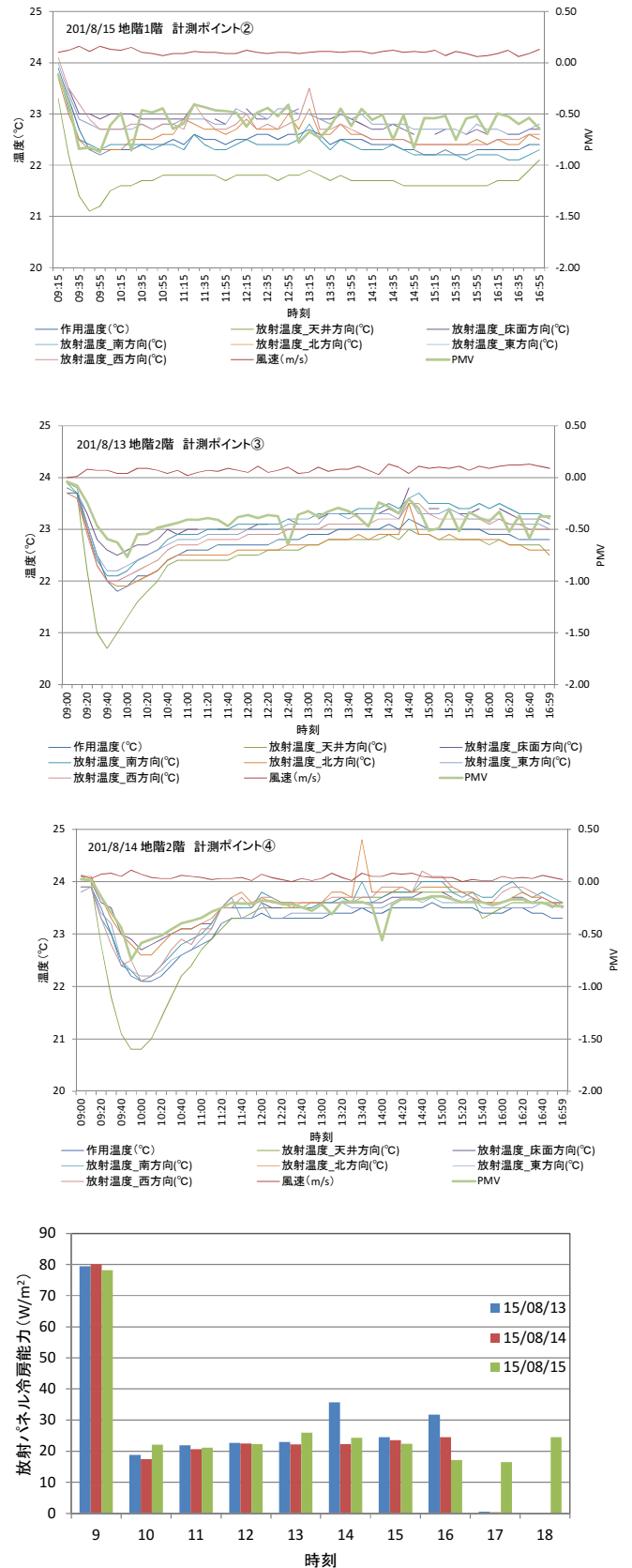
### (4) 放射パネルの能力検証

図-12 に放射パネルの冷房能力実測値を示す。冷房能力の算出は、放射パネル流量、冷水の往・還の温度差により算出した熱量を放射パネルの有効面積で除した値としている。空調運転開始時に最大の値を示し、約 79W/m<sup>2</sup> となっている。また、1 時間の積算平均流量は約 4L/min となっている。これらの結果と単体性能試験の結果 (図-6) は概略一致する範囲内にあると言える。





左側：計測ポイント②上部  
 右側：計測ポイント③上部  
 空調運転開始 9:00～閉館 9:30 (5分毎)  
**図-8 熱画像実測値 (空調立上り)**



**図-12 放射パネルの冷房能力**

### 3. まとめ

本建物において、アルミ放射パネルを新規で製作を行い、単体性能試験および実環境下における能力検証を行った。今後は暖房時における能力検証を実施する予定である。



## 天井吹出方式パーソナル空調システムの性能評価

## (第1報) パーソナル吹出口の気流特性とサーマルマネキンを用いた実験評価

## Performance Evaluation of Personal Air-Conditioning System by Ceiling Diffuser

## (Part 1) Airflow characteristic of Personal Diffuser and Experimental Evaluation by using Thermal Manikin

○粕谷 敦 (竹中工務店)

和田 一樹 (竹中工務店)

西端 康介 (竹中工務店)

阿部 裕司 (竹中工務店)

宮崎 清二 (空研工業)

中島 洋一 (空調技研工業)

Atsushi KASUYA\*<sup>1</sup>Kazuki WADA\*<sup>1</sup>Kousuke NISHIBATA\*<sup>1</sup>Hiroshi ABE\*<sup>1</sup>Seiji MIYAZAKI\*<sup>2</sup>Youichi NAKASHIMA\*<sup>3</sup>\*<sup>1</sup> Takenaka Coporation\*<sup>2</sup> Kuken Kogyo .Co.Ltd.\*<sup>3</sup> Kucho Giken Kogyo Co.Ltd

This study is aimed to evaluation of thermal environment and energy conservation for the personal air-conditioning system by ceiling diffuser. In this paper, we report perfomance evaluation on the Airflow characteristic of the personal diffuser and experiment evaluation of thermal environment using thermal manikin.

## はじめに

近年、環境負荷低減と快適性を両立させる空調方式として、個々の執務者の活動状態や好みに応じてタスク環境を調整できるパーソナル空調が注目されている。

本研究は、天井吹出方式パーソナル空調システム<sup>1),2)</sup>を対象として、温熱環境や省エネルギー評価を目的としている。本報では、パーソナル吹出口の気流特性とサーマルマネキン<sup>3)</sup>を用いた実験について報告する。

## 1. パーソナル吹出口の概要

パーソナル吹出口は天井吹出方式として、Table.1 に示す Type I と Type II の2 タイプを対象とした。Type I はこれまで複数の建物に導入されてきた従来タイプ<sup>4)</sup>で、Type II は気流、消費電力、騒音の性能を向上した新タイプである。Type II は Type I に比べて、気流を吹き出す開口部の径を 41mm から 45mm に広げており、吹出口内部形状の変更で気流抵抗の抑制と整流機構の向上、ファン仕様の見直し等により、消費電力と発生騒音を大幅に低減している。

Table.1 パーソナル吹出口の仕様

条件	Type I		Type II		
風量	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	40m <sup>3</sup> /h
消費電力	2.3W	3.3W	0.6W	1.2W	2.3W
発生騒音	24dB(A)	38dB(A)	20dB(A)以下	28dB(A)	34dB(A)
吹出径	41mm		45mm		
吹出風速	4.2m/s	6.3m/s	3.5m/s	5.2m/s	7.0m/s
外形寸法	114φ×185H		114φ×170H		

※発生騒音は吹出口の下方向1.5mでの数値を示す

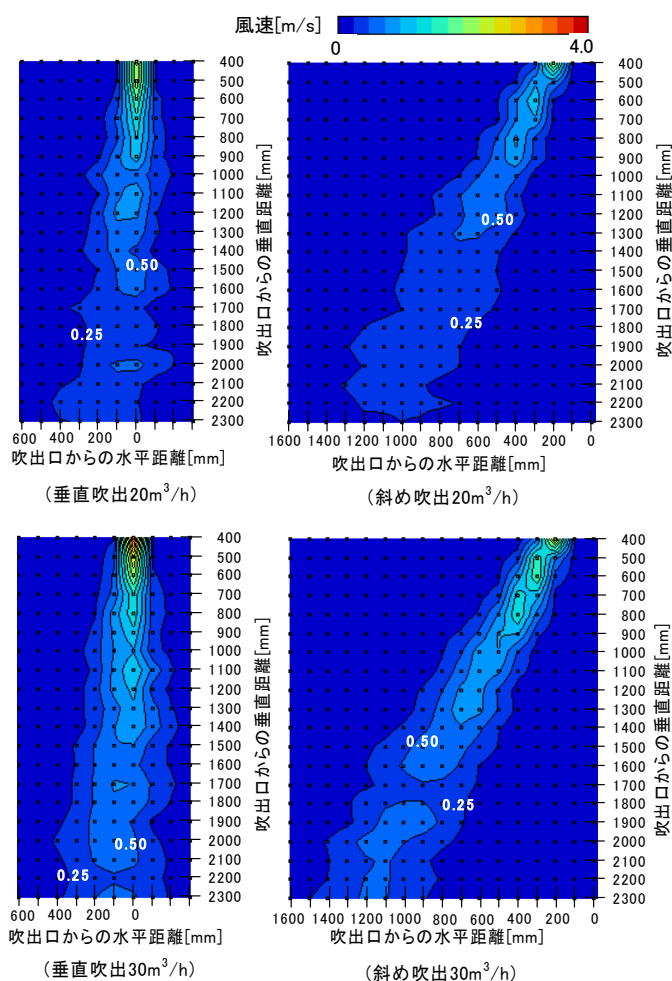


Fig.1 パーソナル吹出口 Type I の気流特性

## 2. パーソナル吹出口の気流特性

パーソナル吹出口 Type I と Type II の垂直吹出及び斜め吹出の風速鉛直分布について、Fig. 1～2 に示す（パーソナル吹出空気と室内空気の温度差 8℃）。垂直吹出と斜め吹出を比較すると、垂直距離 2,000mm における到達風速について、斜め吹出は垂直吹出に比べて 8～17% の低下が見られる。Type I と Type II を比較すると、垂直距離 2,000mm の到達風速について、Type I の風量 30m³/h は垂直吹出及び斜め吹出で 0.62m/s、Type II の風量 40m³/h は垂直吹出で 0.78m/s、斜め吹出で 0.70m/s であり、Type II の気流到達性能が高い結果となった。

## 3. 評価対象と実験概要

### 3.1 評価対象システム

評価対象システムは、一般的な対流空調方式、パネル放射冷房方式、放射冷房とパーソナル吹出を組み合わせた放射併用パーソナル空調方式とした。放射冷房については冷風により天井放射パネルを冷却しており、放射パネルを冷却した冷風を室内側に吹出す方式とした。

各条件を Table.2 に示す。着衣は、COOLBIZ を想定した軽装条件とし、室内温度設定を 28℃ とした。一般空調の吹出はアネモ型、パーソナル空調の吹出は天井吹出方式としてパーソナル吹出口 Type I と Type II の 2 タイプ及び風量をパラメータとした。

### 3.2 実験概要

実験概要について、システム概念図を Fig.3 に、実験室の平面図を Fig.4 に示す。実験システムは、アネモ吹出に冷風を供給する空調機と、放射パネル面の冷却とパーソナル吹出に利用する天井チャンバーへ冷風を供給する空調機により構成されている。本実験では、実験室内にサーマルマネキンを設置して、オフィスデスク、パソコン模擬発熱体（60W×4 個）、人体模擬発熱体（60W×3 個）、照明（62.5W×4 台）を配置した。また、放射パネルは、スチール製パンチングパネルで開口率 15% とし、天井面に布設率 50% で設置している。なお、本実験では、室内平均温度が設定室温となるようにアネモ吹出又は天井チャンバーの吹出温度、吹出風量を調整した。

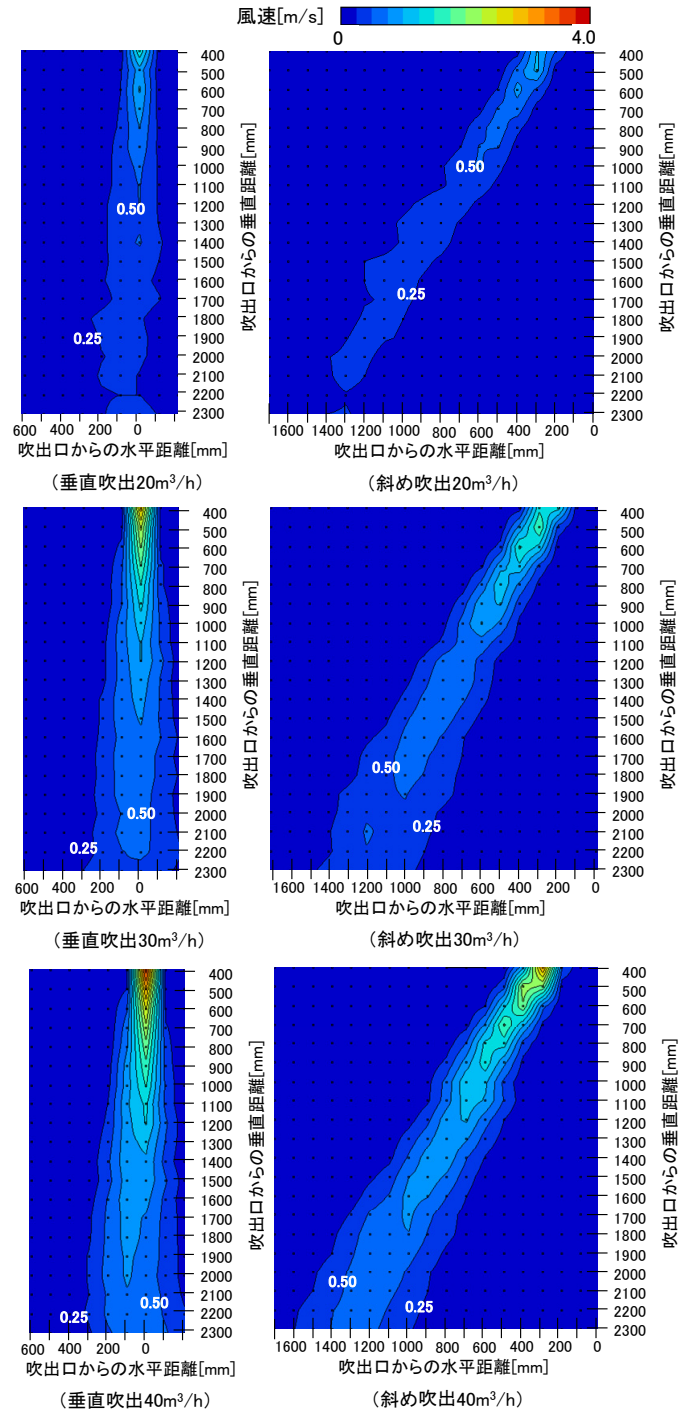


Fig.2 パーソナル吹出口 Type II の気流特性

Table.2 評価対象システムと条件

条件名	空調方式	設定室温 [℃]	着衣	条件				
				アネモ及びパーソナル吹出口				パネル 吹出風量 [m³/h]
				吹出温度 (目安) [℃]	アネモ 吹出風量 [m³/h]	パーソナル		
						形式	吹出風量 [m³/h/個]	
A	対流空調	28.0	軽装	20.0	270			
R	全空気式パネル放射冷房							270
R P I 20	放射併用パーソナル空調 (Type I)					Type I	20	250
R P I 30					30		240	
R P II 20	放射併用パーソナル空調 (Type II)					Type II	20	250
R P II 30					30		240	
R P II 40					40		230	

※条件名において、先頭数字は室温設定条件、Aは対流空調方式、Rは放射パネル方式、P I はパーソナル吹出Type I、P II はパーソナル吹出Type II、数字は吹出口1個あたりの吹出風量を示している。

### 3.3 測定項目

測定項目は、サーマルマネキン及び室内温熱環境の物理測定とした。サーマルマネキンについては、各部位の皮膚表面温度、顕熱損失量を測定し、測定値より等価温度を算出して人体各部位及び全体の冷却効果の評価を行った。また、サーマルマネキン各部位周辺の気流速度を測定して、パーソナル吹出の気流到達状況により人体各部位の冷却効果への影響を確認した。実験室内の温熱環境については、室内空気温度 (FL+100, 400, 600, 800, 1100, 1400, 1700, 2200, 2600mm), アネモ吹出・パーソナル吹出・天井吸込空気温度, 天井放射パネル・一般天井・壁 (FL+1350mm)・床の表面温度, 微小面放射温度, グローブ温度 (FL+600mm), 気流速度 (FL+600mm) の測定を行った。室内温熱環境の物理測定により、平均放射温度, 作用温度の代表値を算出するとともに、温度分布についても評価を行った。

## 4. 実験結果

### 4.1 室内温熱環境

各条件の定常に近い状態において、室内中央付近での室内上下温度分布を Fig.5 に示す。放射パネル方式及び放射併用パーソナル空調方式では、放射の影響により対流空調に比べて天井付近及び床付近の空気温度が低い傾向がある。放射パネル方式と放射併用パーソナル空調方式では、空気温度に若干ばらつきが見られるが、大きな差は見られない。

室内温熱環境の各計測ポイントの平均値を Table.3 に示す。空気温度は FL+1,100mm, 上下温度差は FL+100mm と FL+1,700mm との差とした。放射パネル方式及び放射併用パーソナル空調方式は、放射冷房効果により放射パネル面温度が 25.4~25.5℃となっており、対流空調方式に比べて平均放射温度が 0.4~0.6℃低く、作用温度が 0.1~0.4℃低い値となった。

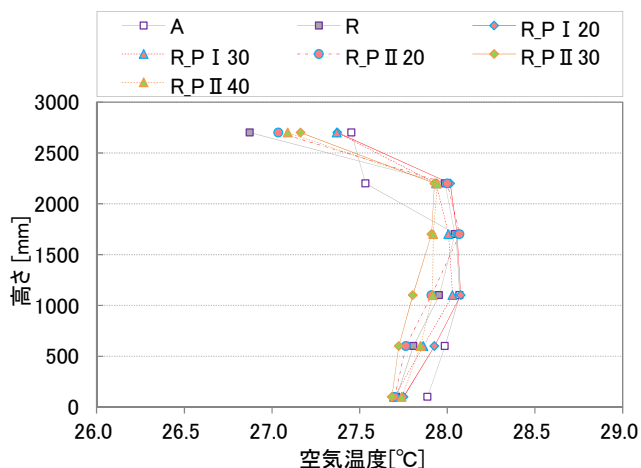


Fig.5 室内上下温度分布

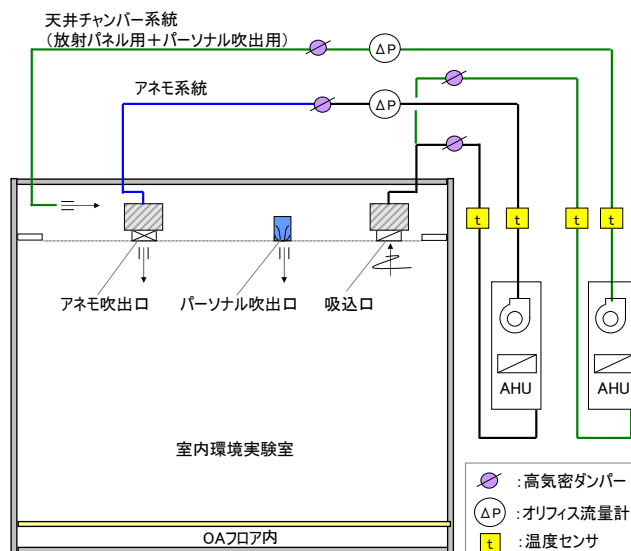


Fig.3 実験システム概念図

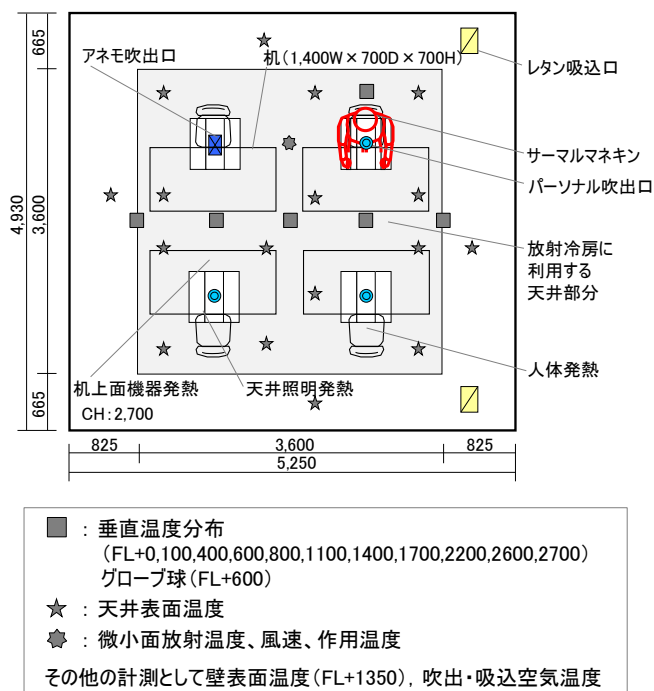


Fig.4 実験室平面図

Table.3 室内温熱環境

条件	空気温度 [°C]	上下 温度差 [°C]	放射面 温度 [°C]	平均放射 温度 [°C]	作用温度 [°C]
A	28.1	-0.2	28.3	28.7	28.2
R	27.9	-0.4	25.4	28.2	27.9
R_P I 20	28.0	-0.6	25.5	28.3	28.1
R_P I 30	27.9	-0.5	25.5	28.3	28.0
R_P II 20	27.9	-0.4	25.5	28.2	27.9
R_P II 30	27.9	-0.4	25.5	28.1	27.8
R_P II 40	28.0	-0.4	25.5	28.2	27.9

※上下温度差は(FL+100mmの空気温度)-(FL+1,700mmの空気温度)を表す  
放射面温度は放射冷房を用いていない条件では天井表面温度を表す

## 4.2 サーマルマネキン周辺の気流速度

サーマルマネキン周辺の気流速度を Table.4 に示す。パーソナル吹出では、対流空調に対して顔部で 0.15～0.61m/s、上腕で 0.1～0.56m/s 増加した。パーソナル吹出 Type II の風量 40m<sup>3</sup>/h では、Type I の風量 30m<sup>3</sup>/h に対して、顔部で 0.06m/s、胸部で 0.1m/s、腹部で 0.08m/s 増加した。パーソナル吹出 Type II は、人体周辺の気流速度が yüksek できるため、気流速度の調整幅を拡大できる。

## 4.3 人体各部位の顕熱損失量と等価温度

サーマルマネキン顕熱損失量と等価温度について、各部位を Fig.6～7 に、全身を Fig.8 に示す。

パネル放射冷房では、放射とパネル面からの微風吹出により、対流空調に比べて冷却効果が若干大きくなった。パーソナル吹出 Type II の風量 40m<sup>3</sup>/h は、Type I の風量 30m<sup>3</sup>/h と比べると頭部、顔部、胸部、大腿、上腕・前腕での冷却効果が大きくなっており、20m<sup>3</sup>/h と 30m<sup>3</sup>/h の同一風量で比べても頭部、顔部で Type II の冷却効果が大きくなっている。

全身の等価温度については、パネル放射冷房が対流空調に比べて 0.3℃ 低く、放射併用パーソナル空調が対流空調に比べて 0.6～1.8℃ 低下した。パーソナル吹出 Type II については、Type I と比べると、同一風量では差が見られないが、Type II の風量 40m<sup>3</sup>/h では Type I の風量 30m<sup>3</sup>/h に対して 0.5℃ 低下した。パーソナル吹出 Type II は、従来の対流空調に比べ、等価温度を 1.8℃ 下げる効果があることが示された。

## 6. まとめ

天井吹出方式パーソナル空調システムを対象として、気流特性とサーマルマネキンを用いた実験評価を行った。

- 1) パーソナル吹出 Type II は、Type I に対して消費電力と騒音値が低く、気流到達性能が高い。
- 2) パーソナル吹出 Type II の風量 40m<sup>3</sup>/h は、Type I の風量 30m<sup>3</sup>/h に対して全身等価温度が 0.5℃ 低下した。
- 3) 放射併用パーソナル空調システムは、対流空調に対して等価温度を 1.8℃ 下げる効果がある。

今後は、人体熱モデルを用いた数値流体解析、実システム導入による検証を行う予定である。

## 参考文献

- 1) 和田 他:タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムに関する研究(その 1～5), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2010
- 2) 粕谷 他:タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムの性能評価(第1～2報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2010
- 3) 田辺 他:皮膚温度可変型サーマルマネキンによる室内環境評価法に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第448号, 1993
- 4) 粕谷 他:放射冷暖房を考慮したパーソナル空調方式に関する研究(第2報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2009

Table.4 人体周辺の気流速度

条件	顔	胸	腹	右上腕	左上腕	右手	左手
A	0.16	0.22	0.14	0.09	0.07	0.07	0.04
R	0.13	0.19	0.16	0.07	0.10	0.06	0.05
R_P I 20	0.49	0.31	0.27	0.26	0.26	0.11	0.07
R_P I 30	0.71	0.52	0.35	0.47	0.52	0.16	0.16
R_P II 20	0.31	0.22	0.14	0.19	0.20	0.11	0.09
R_P II 30	0.37	0.47	0.34	0.37	0.35	0.12	0.09
R_P II 40	0.77	0.62	0.43	0.36	0.63	0.09	0.18

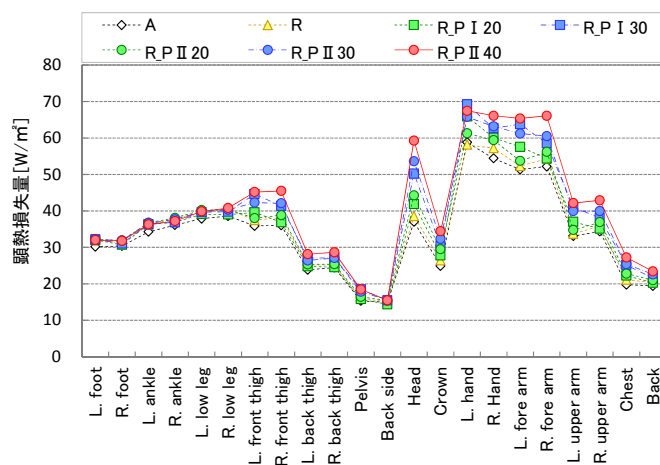


Fig.6 サーマルマネキン各部位の顕熱損失量

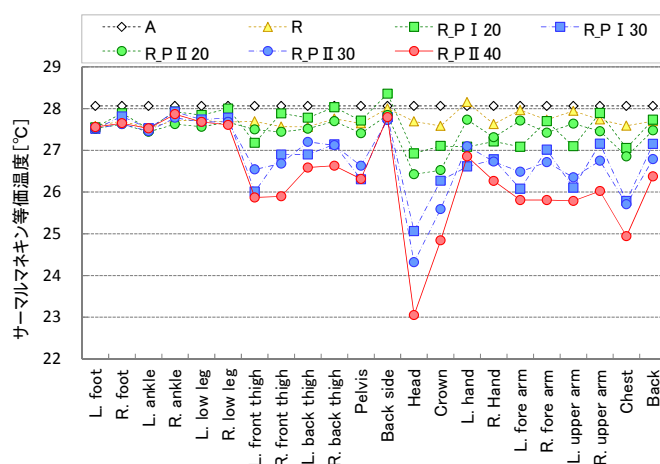


Fig.7 サーマルマネキン各部位の等価温度

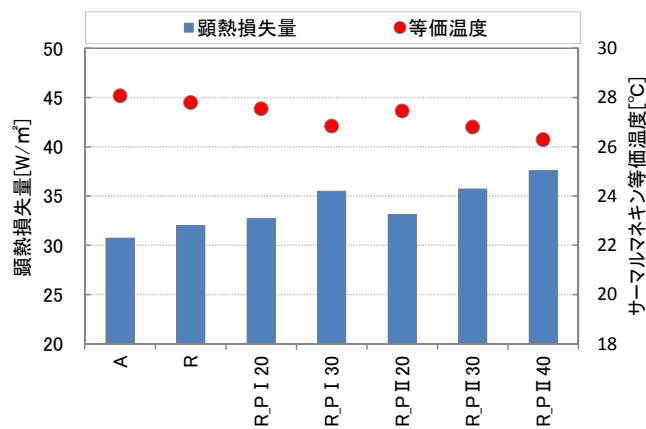


Fig.8 サーマルマネキン全身の顕熱損失量と等価温度



# Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers

## (Part 2) Indoor Thermal Environment under Cooling Condition in Sickroom with Four Beds

Ying LI\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup>  
Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup> Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup> Yun CHEN\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup>Osaka University

In hospital wards, the odor from patients or diapers is often claimed, which can cause the adverse psychological impact on patients or medical workers. Therefore, high quality of indoor environment in sickrooms is essential. In this study, experiments using full scaled model room with four beds were carried out by the tracer gas step-up method and decay method (using carbon dioxide, CO<sub>2</sub>), to verify the characteristics of the air-conditioning method with Ceiling Induction Diffusers on the ceiling. (Cooling condition was simulated) The investigation aimed to examine the influence of relevant parameters on the distributions of indoor temperature. At last, how examined parameters affect the indoor environmental

### 1. Introduction

In recent years, the issue of indoor environment in sickroom attracted widespread attention. In hospital wards, the odor from patients or diapers is often claimed, which can cause the adverse psychological impact on patients or medical workers. A lot of studies on ward with displacement ventilation have been carried out by the domestic and foreign researches (Hua Qian et al, 2008). Moreover, multiple-bed wards are commonly seen in the world, which are often subdivided into bays containing 4 or 6 patients (Clive B. Beggs et al. 2008). Four-bed sickroom is very common in Japan (Tastumi Daiki et al, 2014), so the odor problem is particularly serious. Therefore, the indoor thermal environment is also an important factor which affects physical comfort and health of patients. Therefore, high quality of indoor environment in sickrooms is essential, especially in multiple-bed sickrooms.

In this paper, the air-conditioning method by ceiling induction diffusers with low velocity is proposed, by which airflow rate can be decreased. It aims to examine the influence of four relevant parameters on the distributions of indoor temperature according to

the result of 32 cases, which have been conducted by changing the four parameters and turn out how examined parameters affect the indoor environmental quality in sickroom with ceiling induction diffusers.

### 2. Methodologies

Experiments are conducted in a full scaled model room with four beds on November 2nd, 2015~November 20th, 2015, in the showroom of KIMURA KOHKI Corporation. The size of experimental room is 7.35m(d)×5.35m(w)×2.42m(h), as shown in Fig.1 and Fig.2. The north wall is insulated with polystyrene foam. Two square return louver (275mm×275mm) and four rectangular supply inlets (1200mm×500mm) with induction panel are located on Ceiling above beds (one for each bed). Rigid diffusion fins are installed on each of aluminum inlet plates. Air-conditioning method with ceiling induction diffusers is different from the traditional air-conditioning system. As a result of air pressure,

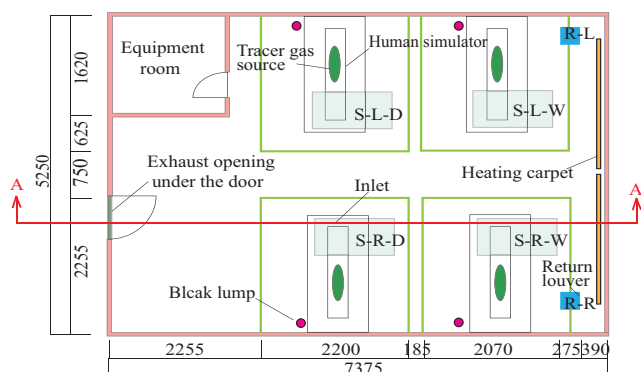


Fig. 1 Plan of laboratory [mm]

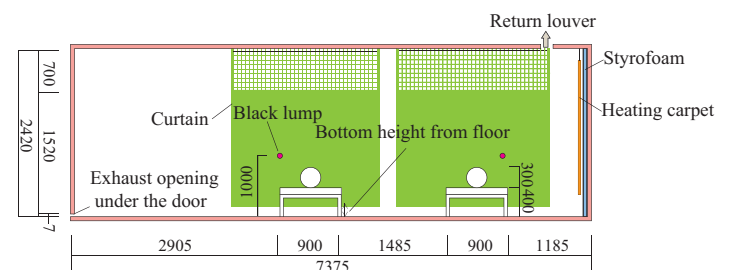


Fig. 2 A-A' Section of laboratory [mm]

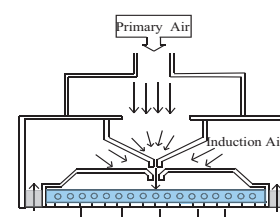


Fig. 3 Air-conditioning system with induction panel

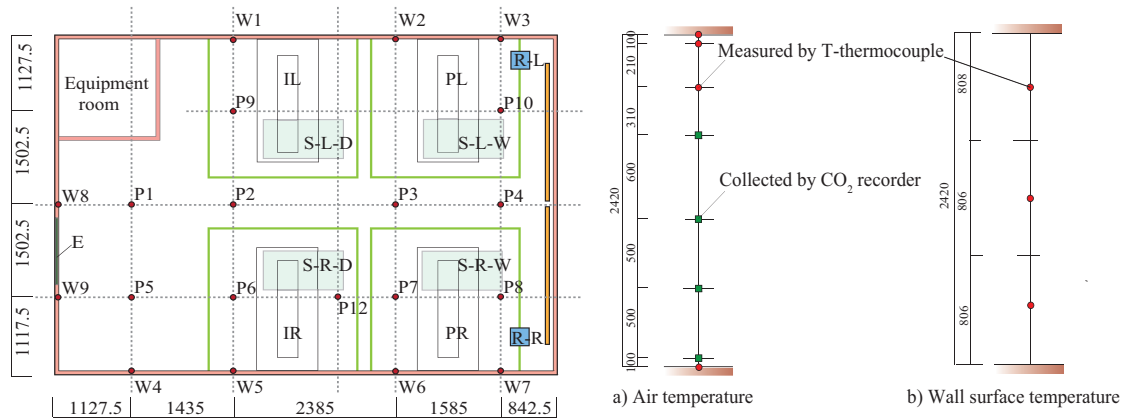


Fig. 4 Measurement points [mm]

indoor air is induced and mixed with the primary air. The proportion of indoor air is 60%, by comparison, the primary air accounts for 40% in total mixed air. The mixed air is rectified and blown into the interior, as shown in Fig.3. The exhaust opening is a crevice, which locates under the floor. The size of exhaust is 865mm×7mm.

### 3. Experiment method

The mannequins with heating-cable is used as human simulators. Heat generation rate of each mannequin is 40W as sensible heat load of patient. Black lamp, which assumed equipment heat was set aside of each bed at the height of 1000mm from floor. The power of each lamp is 90W. There are four pieces of heating carpets used as hot air flow from windows, which are pasted on the both side of polyethylene foam, the thickness of the set is 150mm. The heat generation rate of each is 250W, that is heat flux is 1000W in total. In addition, the calorific value of illumination in the laboratory is 182W, in total. The tracer gas step-up method and decay method (using carbon dioxide, CO<sub>2</sub>) are applied, then 32 cases have been conducted by changing four parameters: dosing positions of tracer gas (simulating contaminant), with or without curtain around beds, airflow rate of outdoor air and with/without two standing person simulators. Experimental conditions of cases mentioned in this paper are shown in Table 1.

CO<sub>2</sub> as tracer gas was emitted from the chest of each heated mannequin. Flow rate of CO<sub>2</sub> is controlled at 1.5L·min<sup>-1</sup> by mass flow meter. Wall surface temperature and indoor air temperature were measured after the steady state confirmed. The measurement

points of temperature are shown in Fig.4. The wall surface temperature is collected at 3 points vertically (W1-W9), that is 27 points in total, using T-thermocouple. Twelve straight bars were set in the laboratory. And 8 measurement points were set on every bar. The air temperature is measured at 12 points (P1-P12) horizontally and 8 points vertically, i.e. 96 points in total. It is worth mentioning that, on each bar, the temperatures of four heights of 100mm, 600mm, 1100mm and 1700mm were collected using CO<sub>2</sub> recorders, and the rest four points were measured by T-thermocouple. Namely, the temperatures of red circle points on bars were collected by T-thermocouple, and temperatures of green square points were measured by CO<sub>2</sub> recorders. Then every 30 seconds, the instantaneous value was recorded with the two kinds of measuring instruments. The detail information of measurement instruments is shown in Table 2.

Table 2. Measurement instrument

Instrument name	Manufacturer	Amount
Data logger Cadac 3	Etodenki Corporation	4
CO <sub>2</sub> recorder (TR-576)	T&D Corporation	15
CO <sub>2</sub> recorder (TR-76Ui)	T&D Corporation	31

### 4. Influence of parameters on vertical temperature distribution

The diagrams (Fig.5-Fig.10) shows the relationship between the vertical profile of temperature and the height. In Fig.5-Fig.10, solid circle and square shows the temperatures at measurement points were collected by T-thermocouple, while, hollow circle and square indicates the temperatures at points measured by CO<sub>2</sub> recorders.

#### 4.1 Influence of positions of tracer gas

The cases, in which CO<sub>2</sub> was emitted from the right bed near

Table 3 Airflow rate

Airflow rate of outdoor air [l·h <sup>-1</sup> ]	Supply air flow [m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	Return air flow [m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]	Outdoor air flow [m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ]
2	853	653	200
4	825	417	408

Table 1 Experimental conditions

Case	Condition	Comment
Case 1	2-PR-C	2: air change rate of outdoor air is 2 times/h 4: air change rate of outdoor air is 4 times/h PR: CO <sub>2</sub> is emitted from right of perimeter IR: CO <sub>2</sub> is emitted from right of interior C: with curtain NC: without curtain S: with two standing person simulators
Case 2	2-PR-NC	
Case 3	2-IR-NC	
Case 4	2-PR-NC-S	
Case 5	4-PR-NC	

window (we assumed the perimeter side) and the right bed near door (interior side) were conducted, under the condition of air change rate of 2 times·h<sup>-1</sup>, without curtain around bed and no standing persons (case 2 and case 3). Fig.5 shows the measured results of vertical profile of temperature.

The temperature decreases gradually with the increase of height.

The rang of variation is from 22°C at the floor to 20°C at the height of 2110mm. Except for P12, the temperature profile is slightly high at the height of 1700mm. It may be caused by apparatus error of measurement instruments. At the height of 2320mm and 2420mm, the temperatures rise to the level which approximates the temperature of the floor. It is also seen that the temperatures of

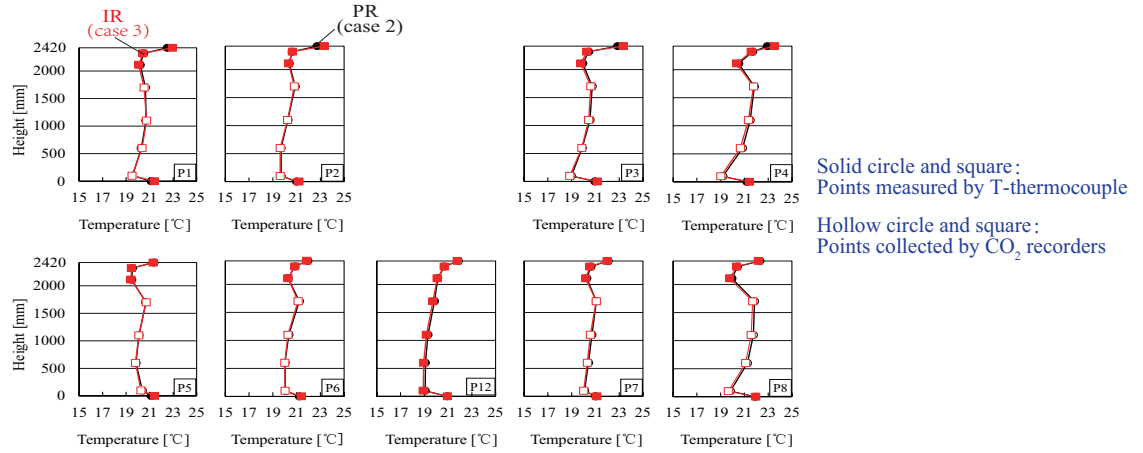


Fig.5 Vertical temperature distribution  
(contaminant source position:PR and IR, without curtain, without standing persons, air change rate of outdoor air is 2 times·h<sup>-1</sup>)

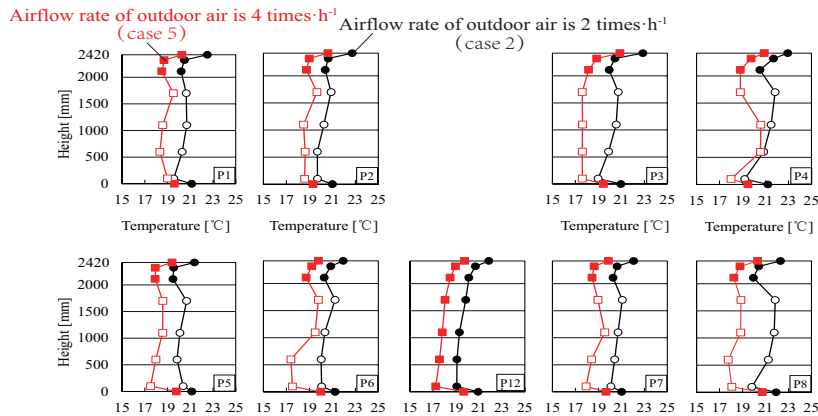


Fig. 6 Vertical temperature distribution  
(contaminant source position:PR, without curtain, without standing persons, air change rate of outdoor air is 2 times·h<sup>-1</sup> and 4 times·h<sup>-1</sup>)

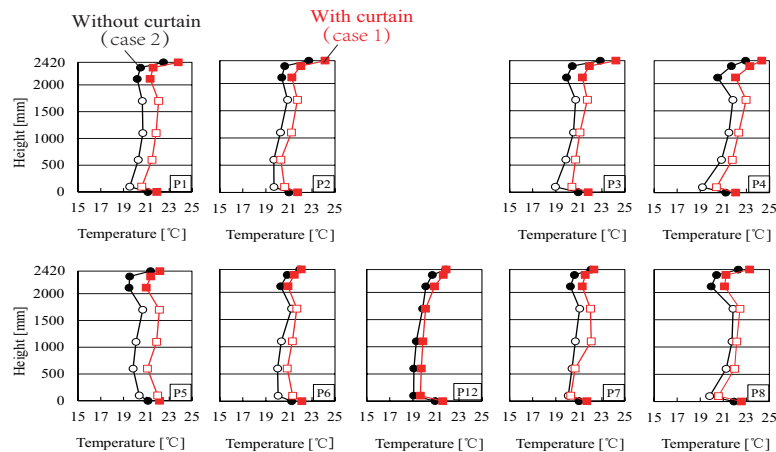


Figure. 7 Vertical temperature distribution  
(contaminant source position:PR, with and without curtain, without standing persons, air change rate of outdoor air is 2 times·h<sup>-1</sup>)

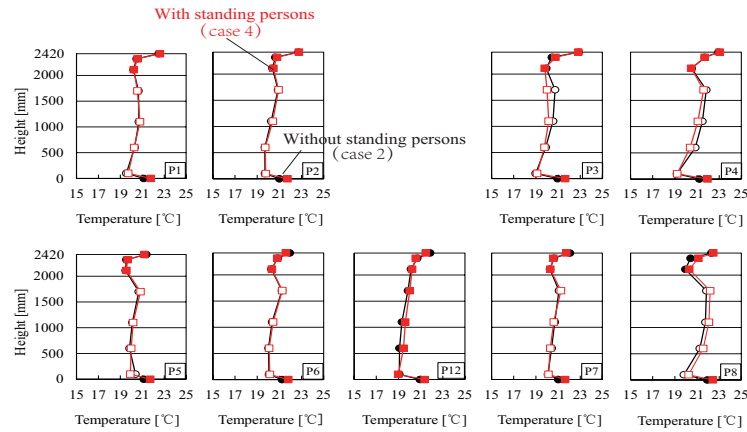


Fig. 8 Vertical temperature distribution

(contaminant source position:PR, without curtain, with and without standing persons, air change rate of outdoor air is 2 times·h<sup>-1</sup>)

P4 and P8 are slightly higher than others, which are affected by the influence of heat air flow from windows. Theoretically, there should be no difference of temperature by changing position of tracer gas, as the the position of CO<sub>2</sub> generation seems not to have some effect on temperature distribution. Actually, in Fig.5, the values of each relevant position are absolutely same, that is to say, the two curves coincide. This coincidence of temperature shows the accuracy and steady condition of experiments.

#### 4.2 Influence of airflow rate of outdoor air

On the premise of the other three conditions fixed, the experiment was carried out by changing the air change rate of outdoor air from 2 times·h<sup>-1</sup> to 4 times·h<sup>-1</sup>. When the airflow rate of outdoor air is 2 times·h<sup>-1</sup> and 4 times·h<sup>-1</sup>, the volumes of air supply, air return and outdoor air are shown in Table 3. Vertical profile of temperature is shown in Fig.6.

There are similar vertical temperature distributions in both cases (case 2 and case 5). However, it can be found that temperature under the condition of airflow rate of 4 times·h<sup>-1</sup> is lower than that of 2 times·h<sup>-1</sup>. The temperature differential between the two cases is about 2°C.

#### 4.3 Influence of with or without curtain around beds

Fig.7 demonstrates temperature profile compared with the condition of hanging curtain (case 1) and without curtain (case 2). The diagram indicates that the similar vertical temperature distribution in both cases. It is apparent that in case 1 (with curtain) temperature is higher than that in case 2 (without curtain). The result may be caused by the difference of outdoor air temperature and the operation of air-conditioning.

#### 4.4 Influence of with or without two standing person simulators

In case 4, the mannequins with 60W-heat generation rate of each mannequin as sensible heat load are placed on each side of bed, which is near to the window and on the right side. Keeping other conditions constant, case 2 and case 4 were conducted. Vertical profile of temperature is arranged in Fig.8. There is no large

difference between case 4 and case 2. The trend of temperature distribution is consistent, except for the slight temperature difference at P8 (near the two standing persons). It is caused by the sensible heat load of the two standing person simulators.

### 5. Conclusion

Through comparison analysis, the impact of the indoor temperature distribution caused by the relevent parameters is examined. It is conspicuous that the parameters of dosing positions of tracer gas and the existence of two standing person simulators have slight affect on indoor air temperature. What's more, the bigger the airflow rate of outdoor air is, the larger the vertical temperature difference will be. Apparently, the airflow rate of outdoor air plays an important role in decreasing indoor temperature. The most important advantage of air-conditioning method by ceiling induction diffusers with low velocity is the high comfort air-conditioned environment, which includes the uniform and stable temperature distribution in the horizontal direction and vertical direction.

### Acknowledge

The authors hope to express sincere gratitude to KIMURA KOHKI Corporation who gave a lot of help to us with experiment.

### References

- 1 Hua Qian,Yuguo Li,Peter V.Nielsen,Carl E.Hydgaard: Dispersion of exhalation pollutants in a two-bed hospital ward with a downward ventilation system, Building and Environment 43 (2008) 344–354
- 2 Clive B.Beggs, Kevin G.Kerr, Catherine J. Noakes, E. Abigail Hathway, P. Andrew Sleight.The ventilation of multiple-bed hospital wards: Review and analysis. American Journal of Infection Control. Volume 36, Issue 4, pp. 250–259, May 2008.
- 3 Tastumi Daiki,Yamanaka Toshio, Kotani Hisashi, Momoi Yoshihisa, Sagara Kazunobu, Hanada Jun, Ueda Shinya and Maeda Tatsunori. Indoor Environment of Sickroom by Low Velocity Fabric Air Diffuser on Ceiling. (Part2) Effect of Ventilation Rate and Supply Opening Position on Temperature and Contaminant Concentration Profiles,(in Japanese), Architectural Institute of Japan, pp.333-336,2014.3



天井吹出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究  
(その3) 4床病室における冷房時室内換気性能に関する検討

Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers  
(Part3) Ventilation Performance under Cooling Condition in Sickroom with Four Beds

○陳 賛 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)  
相良 和伸 (大阪大学) 李 瑩 (大阪大学)

Yun CHEN<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup>  
Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup> Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Ying LI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka University

In sickrooms, there is the odor problem from patients and diapers. In this study, as a method of obtaining high indoor air quality in sickrooms, the authors propose the air-conditioning method with Ceiling Induction Diffuser (CID) on the ceiling. In previous studies, thermal environment and thermal comfort of occupants in the room with this diffusers were investigated by experiments. However, the distributions of contaminant concentration and temperature were not clarified. In this study, the effect of various parameters on indoor environment was examined by experiment.

### 1. はじめに

近年、病室の空調設備として、快適性と省エネルギーのバランスの取れたシステムの開発が求められている。天井放射空調もその要求を満たすシステムの一つであるが、水や冷媒の配管が積極的導入の障害になることもある。配管が不要な空気式のシステムとして、低風速天井吹出し型誘引空調 (CID: Ceiling Induction Diffusers) がある。これは、ディフューザーで室内空気を誘引し、混合空気を低速で吹き出すものであり、風量の削減による搬送動力の削減が可能となり、低速故にドラフト感の少ない快適な空調システムと言える<sup>1)</sup>。また、面積次第では、放射効果が期待できる可能性はある。

前報<sup>2)</sup>では、低風速天井吹出し型誘引空調方式を有する4床病室を模擬した実大実験を行い、その実験概要及び汚染源発生位置、換気回数、カーテンの位置、立位人

体が室内温度分布に与える影響について検討を行った。本報では、汚染源発生位置、換気回数、カーテンの位置、立位人体が患者から発生した汚染物の室内濃度分布に与える影響について検討を行った結果について報告する。

### 2. 低風速天井吹出し型空調システムの特徴

空調機で冷却除湿、加熱加湿した空気を低風速天井吹出し型誘引ユニットに搬送・給気する。Fig.1に示すように、空調空気は給気チャンバーに入り、帯状のノズルから高風速 (3 ~ 5m/s) で吹き出すことにより、誘引チャンバーを通して室内空気を誘引する仕組みである。誘引比 (インダクション比) は風量比で、給気6:誘引4になるように設計されている。例えば、給気温度 13℃、室内温度 26℃のときには、吹出温度は 18℃となる。この混合空気はアルミの放射プレートで整流され、初速 0.2 ~ 0.8m/s で整流パネルを通った後、小孔より吹き出される。実験では、ディフューザーとして、ADu-180 (木村工機株式会社製) を用いた。

### 3. 実験結果と考察

前報<sup>2)</sup>で示した通り、OAの換気回数、ベッド廻りのカーテンの有無、CO<sub>2</sub>発生源位置および立位人体の有無の4つのパラメータの組み合わせにより、全32条件下で実験を行った。本報ではTable.1に示す8条件について検討を行う。

各条件において、人体から発生する汚染物を二酸化炭素で模擬し、各模擬人体上部で発生させた。本報では、この人体発生汚染物の室内での分布性状について検討、考察を行うこととする。

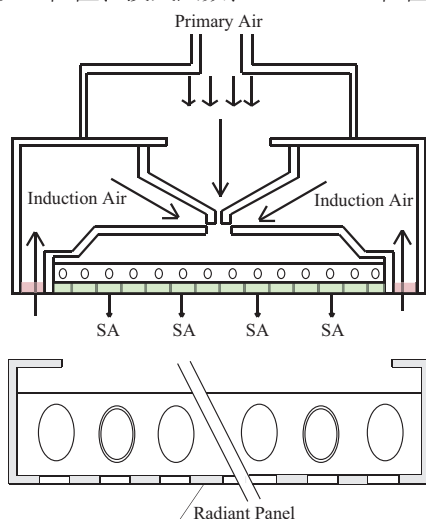


Fig.1 Section of CID

Table.1 Experimental of conditions

case	Air change rate[1/h]	Positions of tracer gas	Curtain	Two standing person
case1	2	PR	○	-
case2	2	PR	-	-
case3	2	IR	-	-
case4	2	PR	-	○
case5	4	PR	-	-
case6	2	IR	○	-
case7	4	IR	○	-
case8	2	IR	-	-
case9	2	IR	○	○

P: Perimeter I: Interior

実験室の平面図、断面図および温度測定点は前報<sup>1)</sup>に記す。濃度測定点は Fig.2 に示すように、P1 ～ P9 の 9 点とし、それぞれ鉛直方向の 4 点における濃度を測定した。各点は床上から 100mm,600mm,1100,1700mm の位置に温湿度も計測できる小型の CO<sub>2</sub> 濃度計 (TR-76Ui, T&D Corporation) を設置して室内各点の濃度を測定した。また、外気濃度は室外空気をポンプにてサンプリングすることで測定した。実験時の排気口は床とドアのアンダーカットとしたので、このアンダーカット部分から空気をサンプリングすることで、排気濃度の測定を行った。

実験手順としては、室内温度が時間的に安定状態になることを確認した後、各模擬人体から CO<sub>2</sub> を発生させ(発生量: 1.5L/min)、室内各点での濃度の測定を開始した。定常濃度となる時間と比較し、測定時間は十分ではないと考えたため、排気濃度を含めた各測定点における濃度変化から指数関数を用いて回帰曲線を求め、定常濃度を推定した。回帰による定常濃度の求め方については、Fig.3 に例を示す。

得られた定常濃度の推定値から以下の式 (1) を用いて基準化濃度  $C_n$  を求めた。ここで、 $C_n$  は規準化濃度 [-]、 $C_R$  は各測定点における定常濃度、 $C_{OA}$  は外気濃度、 $C_{EA}$  は排気濃度である。

$$C_n = \frac{C_R - C_{OA}}{C_{EA} - C_{OA}} \quad \dots (1)$$

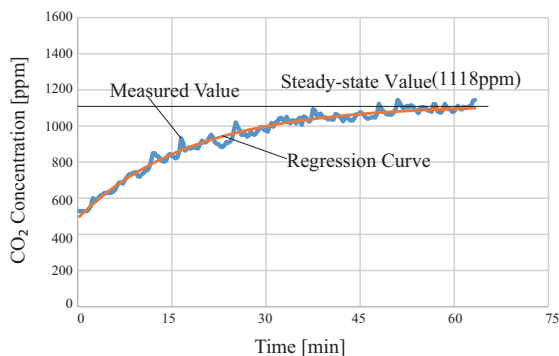
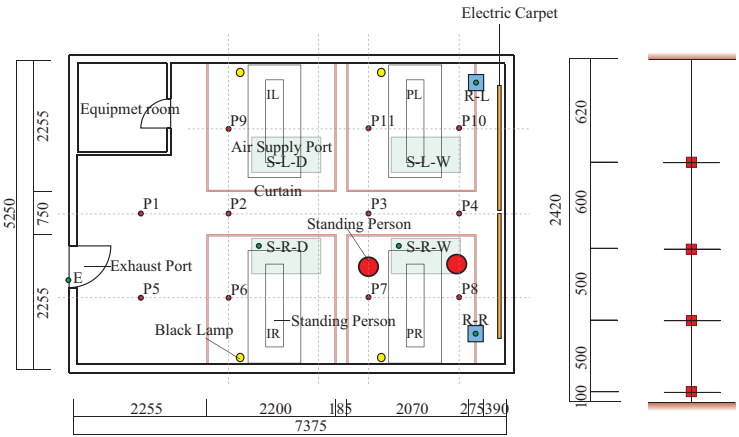
Fig. 3 Example of CO<sub>2</sub> concentration changes

Fig.2 Measurement points [mm]

### 3.1 換気回数が温度・濃度分布に及ぼす影響

CO<sub>2</sub> 発生源位置 PR (ペリメータ側模擬人体、Fig. 2 参照)、カーテン「無」の条件下で、換気回数 (外気の換気量 / 室容積) 2 回 / h で実験を行った case2 と換気回数 4 回 / h で実験を行った case5 について比較する。

上記の条件下における CO<sub>2</sub> の鉛直濃度分布を Fig.4 に示す。Fig.4 より発生源近く以外の測定点では、換気回数 2 回 / h と換気回数 4 回 / h の規準化濃度はほぼ同じであることがわかる。CO<sub>2</sub> の発生源付近である P8 では、床上高さ 1100mm ～ 1700mm の範囲で、やや高い濃度となっており、換気回数の増加に伴い規準化濃度が高くなっている。P8 点における換気回数と CO<sub>2</sub> 濃度との関係については、現段階では説明できていない。

CO<sub>2</sub> 発生源位置 IR (インテリア側模擬人体、Fig. 2 参照)、カーテン有とした条件下で、換気回数 2 回 / h で実験を行った case6 と換気回数 4 回 / h で実験を行った case7 について、CO<sub>2</sub> の鉛直濃度分布比較図を Fig.5 に示す。Fig.5 より、発生源に最も近い P6 以外の測定点においては、2 条件とも規準化濃度は 1 以下になっているが、換気回数の増加に伴い、CO<sub>2</sub> 規準化濃度が若干低くなることがわかる。CO<sub>2</sub> を発生させたベッドのカーテン内部では、床上高さ 1000mm ～ 1700mm の領域で高濃度となることがわかる。換気回数の増加により、汚染物の室内での移流・拡散性状が異なったことが示唆されるが、現段階では一概には説明できていない。

### 3.2 カーテンの有無が温度・濃度分布に及ぼす影響

換気回数 2 回 / h、CO<sub>2</sub> 発生源位置 PR (ペリメータ側模擬人体、Fig.2 参照) とした条件下で、カーテン有で実験を行った case1 と、カーテン無で実験を行った case2 について比較検討する。

上記の条件下における CO<sub>2</sub> の鉛直濃度分布を Fig.6 に示す。Fig.6 より、発生源に最も近い P8 以外の測定点においては、2 条件とも規準化濃度はほぼ変わらず、1 に近くなっていることがわかる。また、CO<sub>2</sub> の発生源付近

のP8ではカーテン有の方が規準化濃度が高く、カーテン有の方が規準化濃度が2に近くなっていることがわかる。しかし、他の点における濃度にカーテン有無の差異があまりないことから、カーテンは、発生源近くの濃度を上昇させるが他のベッド近くでの濃度を低減する効果は見られないと言うことができる。

換気回数2回/h、CO<sub>2</sub>発生源位置IR(インテリア側模擬人体、Fig.2参照)とした条件下で、カーテン有で実験したcase6とカーテン無で実験したcase3についてCO<sub>2</sub>の鉛直濃度分布を比較したものをFig.7に示す。Fig.7より、発生源に最も近いP6以外の測定点においては、2条件とも規準化濃度はほぼ変わらず、ペリメータのベッドでは、濃度がやや低い傾向が読み取れ、カーテンによる濃度低減効果が少し見られることがわかる。

CO<sub>2</sub>の発生源付近のP6点では、カーテン有の方が規準化濃度が高いことがわかり、弱い濃度境界面が床上高さ600mm～1100mmの範囲に形成されている。カーテン有では規準化濃度が高く、2に近くなっている。カーテンがない場合には、他の点と比較して大きな差異はないことがわかる。このことから、汚染物の発生位置による違いを比較すると、カーテンによる汚染物拡散防止効果は小さいものと言える。

### 3.3 発生源位置が温度・濃度分布に及ぼす影響

換気回数2回/h、カーテン無とした条件下で、CO<sub>2</sub>発生源位置PR(ペリメータ側模擬人体)で実験を行ったcase2とCO<sub>2</sub>発生源位置IR(インテリア側模擬人体)で実験を行ったcase3について検討する。CO<sub>2</sub>の鉛直濃度分布をFig.8に示す。

発生源に最も近いP8以外の測定点においては、CO<sub>2</sub>の発生源位置による差が見れない。ペリメータ側ベッドにCO<sub>2</sub>発生源がある場合では、発生源に最も近いP8を除いて、他のほとんどの点において、規準化濃度が1をやや下回っていることがわかる。CO<sub>2</sub>発生源に近いP8では床上1100mmから規準化濃度は1を超えることがわかる。インテリア発生の場合は、いずれの場所においても、高濃度の部位は見られず、CO<sub>2</sub>が室内全体に拡散している状況が見られる。発生源に最も近いP8においては、2条件とも規準化濃度はカーテンがある場合ほどは高くない。以上より、カーテンがない場合には、CO<sub>2</sub>の発生位置による影響はほとんどないものと言うことができる。

次に、換気回数2回/h、カーテンがある場合を対象として、CO<sub>2</sub>発生源位置PR(ペリメータ側模擬人体)で実験を行ったcase1とCO<sub>2</sub>発生源位置IR(インテリア側模擬人体)で実験を行ったcase6についてCO<sub>2</sub>の鉛直濃度分布を比較したものを、Fig.9に示す。Fig.9より、CO<sub>2</sub>の発生位置の違いが大きくでているのは、P6、P7、

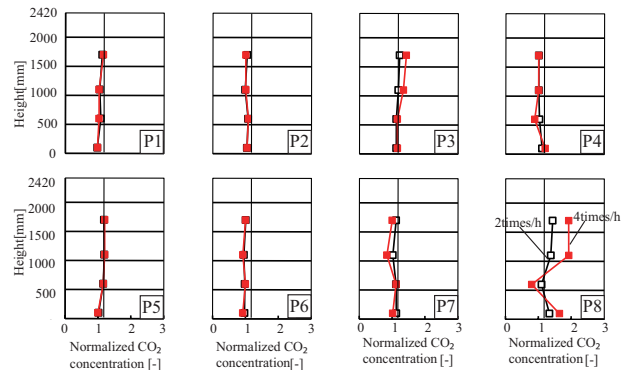


Fig.4 Vertical normalized CO<sub>2</sub>concentration distribution (contaminant source position:PR, without curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup> and 4 times·h<sup>-1</sup>)

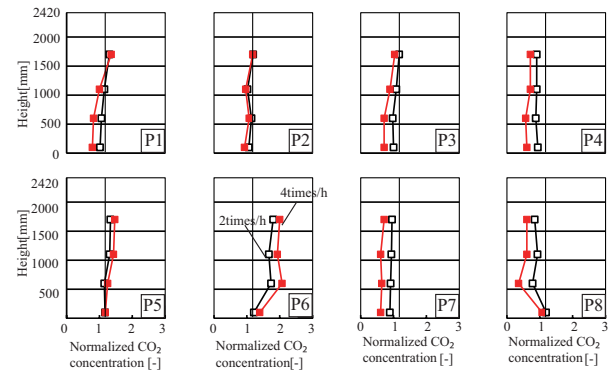


Fig.5 Vertical normalized CO<sub>2</sub>concentration distribution (contaminant source position:IR, with curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup> and 4 times·h<sup>-1</sup>)

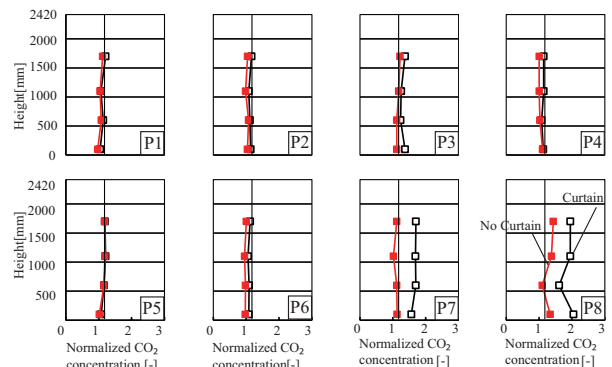


Fig.6 Vertical normalized CO<sub>2</sub>concentration distribution (contaminant source position:PR, with and without curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)

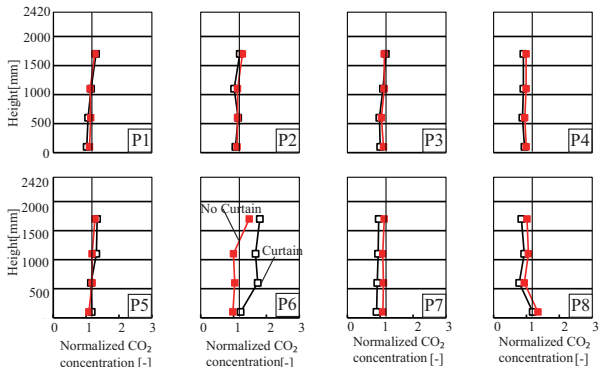


Fig.7 Vertical normalized CO<sub>2</sub>concentration distribution (contaminant source position:IR, with and without curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)

P8 であり、カーテンがあることによる影響が見られていると言える。他のベッドへの汚染物の拡散という観点から言えば、ペリメーター側での模擬人体の発生の方が、室内への影響がやや大きいと言うことができる。これは、窓面近くでの発熱カーペット表見での上昇気流の影響であるかもしれない。

### 3.4 立位人体有無が温度・濃度分布に及ぼす影響

換気回数 2 回 /h、カーテン無、CO<sub>2</sub> 発生源位置 PR (ペリメーター側) とした条件下で、立位人体有で実験を行った case4 と立位人体無で実験を行った case2 について CO<sub>2</sub> の鉛直濃度分布を Fig10 に示す。

また、換気回数 2 回 /h、カーテン有、CO<sub>2</sub> 発生源位置 IR (インテリア側) とした条件下で、立位人体無で実験を行った case6 と立位人体有で実験を行った case9 について CO<sub>2</sub> の鉛直濃度分布を Fig11 に示す。

Fig. 10、Fig. 11 いずれにおいても、立位人体の有無による差異は殆どみられないことがわかる。ただし、Fig. 11 の発生源近くのパ6において、規準化濃度がやや低下する傾向がみられる。これは、立位人体の上昇気流の影響によるものと推察できる。

## 4. まとめ

本報では、換気回数、カーテン有無、発生源位置、立位人体有無 4 条件で濃度について検討し、以下の知見を得ることができた。

- 1) 患者を模擬した人体から発生させた汚染物はカーテンがない場合は室全体に拡散し、ほぼ完全混合の状態が維持される。カーテンがある場合は、発生源のあるカーテン内の濃度が高くなる傾向があるが、インテリア発生の場合は、汚染物の拡散の防止効果がみられた。
- 2) 換気回数による汚染物濃度分布への影響は小さい。
- 3) 立位人体の汚染物濃度分布への影響は殆どない。

今後は排気口位置の影響、放射効果の測定、暖房時実験を行うとともに、CFD による詳細な解析を進める所存である。

## 謝辞

本研究の一部は木村工機 (株) との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた同社関係者各位に深く感謝いたします。

## 参考文献

- 1) 丸山茜, 齋藤輝幸: 「病室における全空気式誘引放射空調の熱的快適感評価に関する研究 (第 1 報) 冬期着座姿勢と就寝姿勢における検討」, 平成 26 年度空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 CD, C-43, 2014 年
- 2) Ying Li, Yamanaka Toshio, Kotani Hisashi, Momoi Yoshihisa, Sagara Kazunobu, Yun Chen. Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers Part.2) Indoor Thermal Environment under Cooling Condition) in Sickroom with Four Beds 空気調和・衛生工学近畿支部学術論文発表会論文集、2016.3 掲載予定

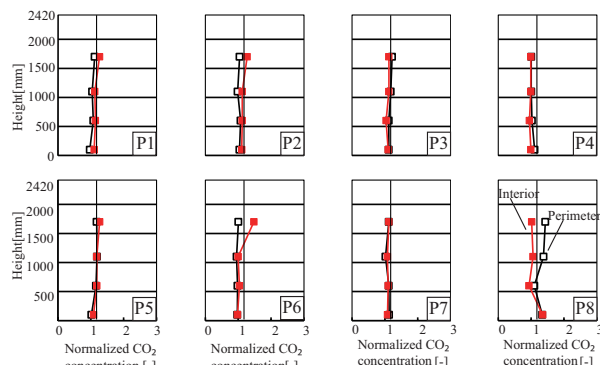


Fig.8 Vertical normalized CO<sub>2</sub> concentration distribution (contaminant source position: PR and IR, without curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)

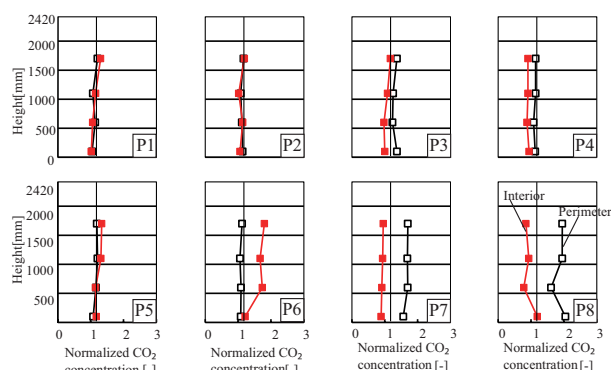


Fig.9 Vertical normalized CO<sub>2</sub> concentration distribution (contaminant source position: PR and IR, with curtain, without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)

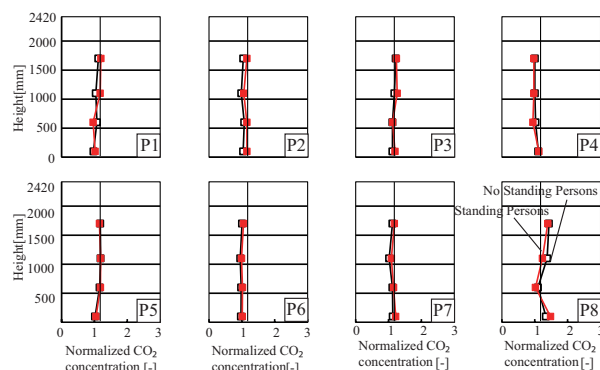


Fig.10 Vertical normalized CO<sub>2</sub> concentration distribution (contaminant source position: PR, without curtain, with and without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)

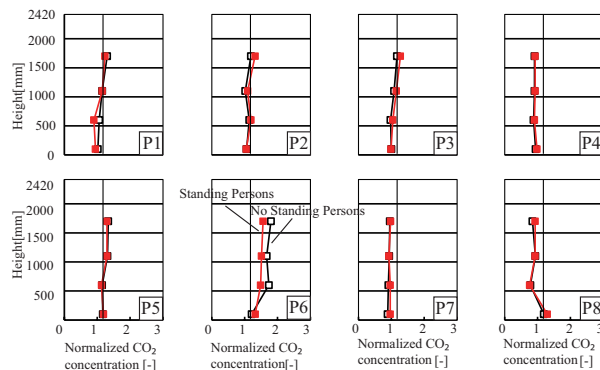


Fig.11 Vertical normalized CO<sub>2</sub> concentration distribution (contaminant source position: IR, with curtain, with and without standing persons, air change rate is 2 times·h<sup>-1</sup>)



# 低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究 (その 9) 1 床病室への適用例における暖房時性能

## Ventilation and Air Conditioning Design of Sickroom by Low Velocity Fabric Air Diffuser on Ceiling (Part9)Indoor Environment of One-bed Sickroom in Heating Season

本田 雄樹 (大阪大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学)  
相良 和伸 (大阪大学)  
前田 龍紀 (竹中工務店)

山中 俊夫 (大阪大学)  
桃井 良尚 (大阪大学)  
上田 真也 (竹中工務店)

Yuki HONDA\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup> Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup>  
Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup> Shinya UEDA\*<sup>2</sup> Tatsunori MAEDA\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka University \*<sup>2</sup> Takenaka Corporation

In this study, the air-conditioning with low velocity fabric air diffusers on a ceiling which works like displacement ventilation as a means of obtaining high indoor air quality in sickrooms was proposed. The previous paper showed the results of the experiment to examine temperature and contaminant concentration profiles of cooling and heating condition using the full-scaled mock-up of a four-beds sickroom. In this paper, the outline of the field measurement in the one-bed sickroom and temperature and contaminant concentration profiles in the heating condition are reported.

### 1. はじめに

近年、医療従事者と患者の両方の視点からより快適で、院内感染に対してもより安全な空間であることが病室に対して不可欠となってきた。本研究では、低風速天井吹出し空調を病室に導入することにより、置換換気効果及び放射冷暖房効果を同時に得ることができないかを検討する。既報<sup>1)2)</sup>では、低風速天井吹出し空調を用いた4床病室を模擬した実大実験室実験を行い、実験概要及び室内温度・汚染物濃度分布について検討を行った。

本報では、低風速天井吹出し空調を導入した実建物の1床病室での暖房時の実測概要及び本方式の有効性の検討を行う。

### 2. 実測室概要

実測は、低風速天井吹出し空調を有する1床病室にて2016年12月9日～12月10日の期間に行った。測定室の平面図、断面図をFig. 1, Fig. 2に示す。測定室は幅3.15m×奥行6.0m×高さ2.6mである。測定室の給気方式は2種類あり、一方は放射効果も意図して比較的大面積吹出しとした低風速天井吹出し空調として一辺705mmの布状吹出口3つから給気を行う方式、他方はペリメータの窓付近上部に取り付けられたライン型吹き出し口から給気を行う方式である。それぞれを放射モード、対流モードと呼ぶこととする。また、ベッド上部と手洗い場上部に排気口を設けている。排気量はそれぞれ50m<sup>3</sup>/h、80m<sup>3</sup>/hである。ペリメータ窓横には還気口が設けてあり、その大きさは幅190mm×高さ590mmで、中心が床より655mmの場所に位置する。

### 3. 測定概要

ベッド上に模擬人体(長さ2m, 直径25cm)を設置し、睡眠時の成人男性の顕熱発生量として発熱量は40Wとした。さらに模擬人体上部中央に、半径50mm、長さ

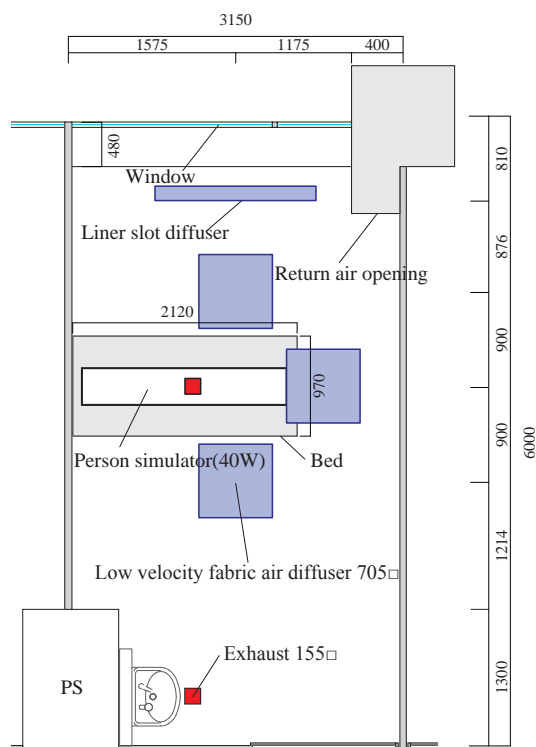


Fig. 1 Plan of sickroom [mm]

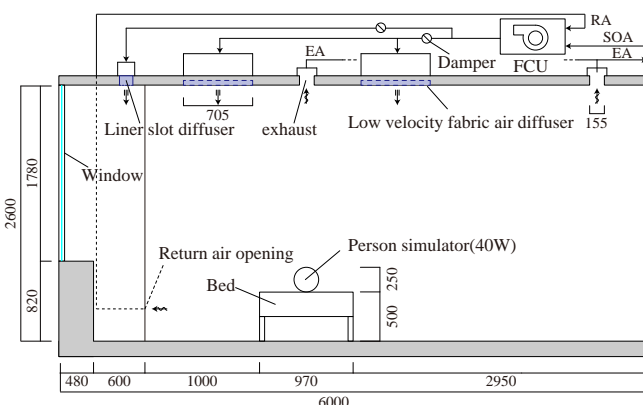


Fig. 2 Section of sickroom [mm]

Table 1 Experiment conditions

	Tracer gas generating position	Supply mode
case1	on person simulator	Convective mode
case2		Radiative mode
case3	Supply opening	Convective mode
case4		Radiative mode

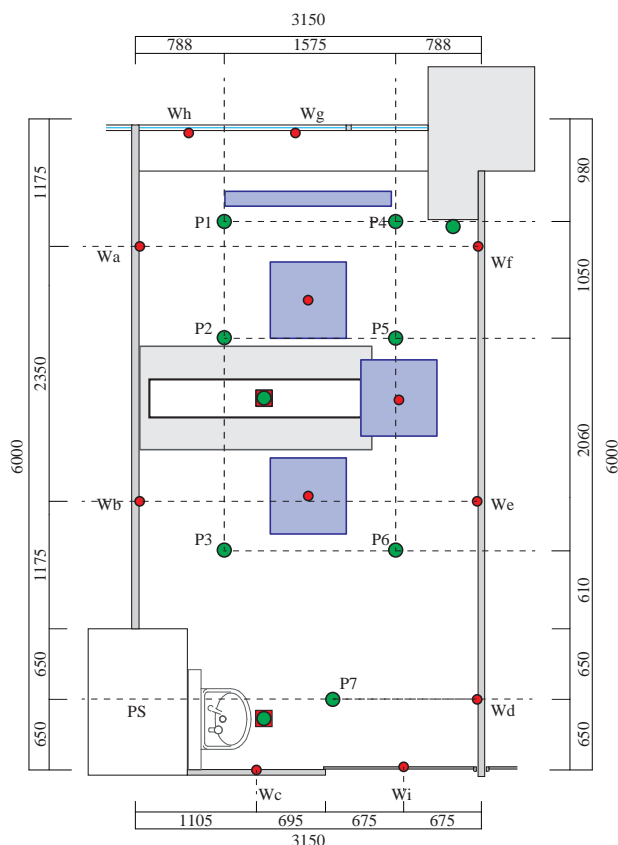


Fig. 3 Measurement points [mm]

300mm の PET 製の円筒側面に開けられた合計 150 個の穴 ( $\phi = 4\text{mm}$ ) からなるトレーサガス発生口を設置した。実測条件を Table 1 に示す。給気温度は、模擬人体のある床上高さ 625mm 付近で両モードともに同程度の温度となるようにした。トレーサガスの発生位置は、患者からの体臭などの汚染物の発生を想定し模擬人体上部にとりつけたトレーサ発生口と、室内の空気齢を求めるためのトレーサガスステップアップ法を意図し給気口より発生させる 2 種類を行った。トレーサガスの発生量は両条件共に 1.0L/min とした。本報では放射モード、対流モードの両条件で暖房時における測定を行い、それぞれの特徴について把握した。

### 3.1 温度・汚染物濃度測定

温度測定点・汚染物濃度測定点を Fig. 3 に示す。室内空気温度・汚染物濃度測定には  $\text{CO}_2$  濃度・温湿度ワイヤレスデータロガー (T&D corporation, RTR-576) を用いて、測定室平面 6 点 (P1 ~ P6) のそれぞれ鉛直方向 6 点、排気口と還気口の空気温度を 5 秒ごとの瞬時値を測定した。また、T 型熱電対を用いて壁面の室内側についてそ

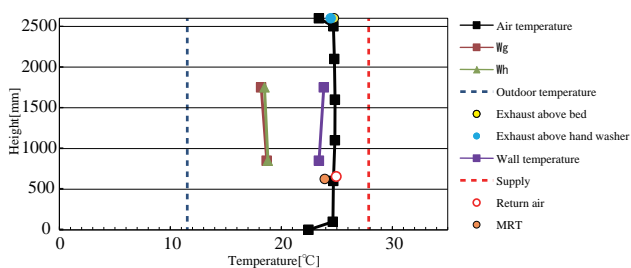
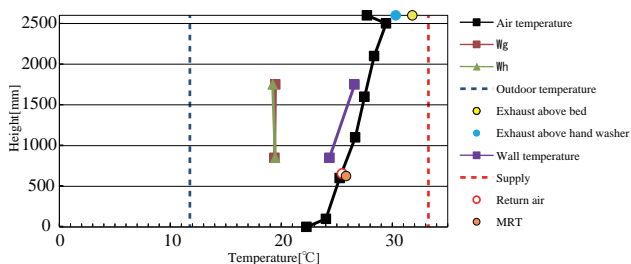
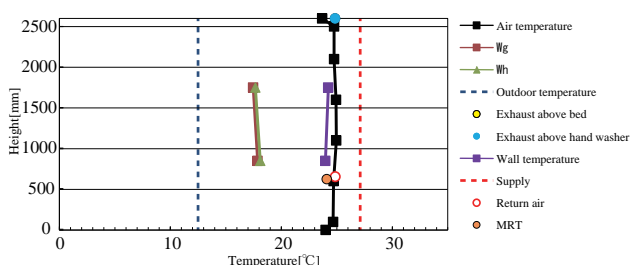
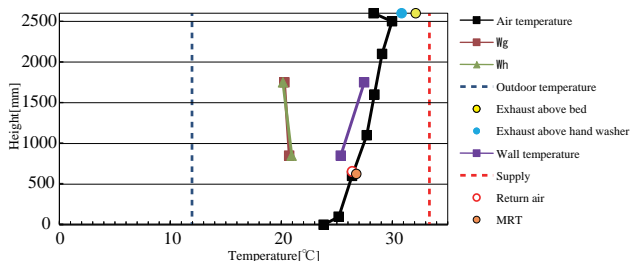
(a) case1 ( Convective mode,  $\text{CO}_2$ :on person simulator)(b) case2 (Radiative mode,  $\text{CO}_2$ :on person simulator)(c) case3 ( Convective mode,  $\text{CO}_2$ :Supply opening)(d) case4 (Radiative mode,  $\text{CO}_2$ :Supply opening)

Fig. 4 Vertical temperature distribution

れぞれ鉛直方向 2 点の壁面温度 ( $W_a \sim W_i$ )、低風速天井吹出し口の表面温度の 2 秒ごとの瞬時値を測定した。

濃度測定は、測定室平面 6 点 (P1 ~ P6) のそれぞれ鉛直方向 6 点、および給気口・排気口・還気口の汚染物濃度の瞬時値を測定した。なお、濃度については測定濃度と外気濃度との差を外気濃度と排気濃度の差で除することにより規準化を行った。なお、実測のアクシデントにより case1, case2 では、温度は P6-100,600、濃度は P5-2100, P6-100,600 が欠損している。

### 3.2 測定手順

給気方式を選択し模擬人体の発熱を開始後、室内空気温度および壁面温度が定常に達したことを確認する。その後、模擬人体中央に設置したトレーサガス発生口および給気口より  $\text{CO}_2$  を発生させ排気濃度が定常に達したのち 20 分程度測定を行った。

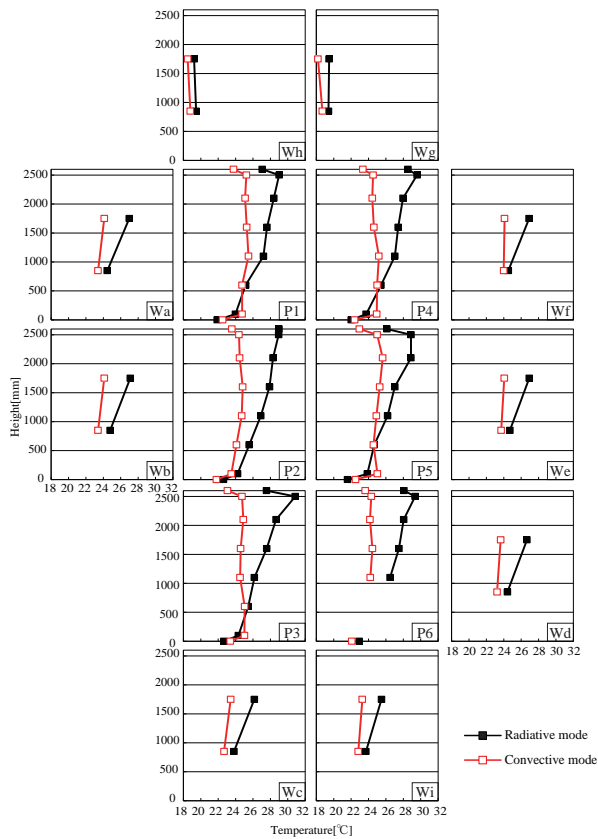


Fig. 5 Vertical temperature distribution  
(CO<sub>2</sub>:Person simulator)

#### 4. 測定結果

##### 4.1 鉛直温度分布

Fig. 4 に各条件の鉛直温度分布を示す。壁面温度は天井・床面・窓面を除く壁面の測定温度を平均した。Fig. 4 より対流モードでは一様な上下温度分布が形成されている。一方、放射モードでは上下温度差が大きくなり温度成層が形成されている。模擬人体の中心高さ 625mm 付近ではほぼ同程度の温度となっている。壁面温度に関しては、床面温度はあまり差はないが天井面と壁面に大きな差があり、放射環境が大きく異なっている。また、同モードでは温度分布に大きな差は見られなかった。還気温度は両モードともに大きな差は見られなかったが、排気温度と給気温度に大きな差がみられた。

##### 4.2 温度分布比較

Fig. 5, Fig. 6 に放射モードと対流モードの温度分布の比較を示す。Fig. 5 より両条件共に P1 ~ P6 に大きな分布の差は見られない。天井面温度は放射モードの条件では対流モードよりも約 5°C 程度高くなっており、天井面からの放射暖房効果が期待される。壁面温度も 2°C 程度の差が生じている。また、放射モードでは上下温度差が 5°C 程度生じる結果となった。Fig. 6 より、Fig. 5 と同様の傾向がみられ、分布形はほとんど等しいといえる。窓面温度 (Wg, Wh) は case4 がやや高い。

##### 4.3 濃度分布比較

Fig. 7 に濃度分布の比較を示す。Fig. 7 より、対流モー

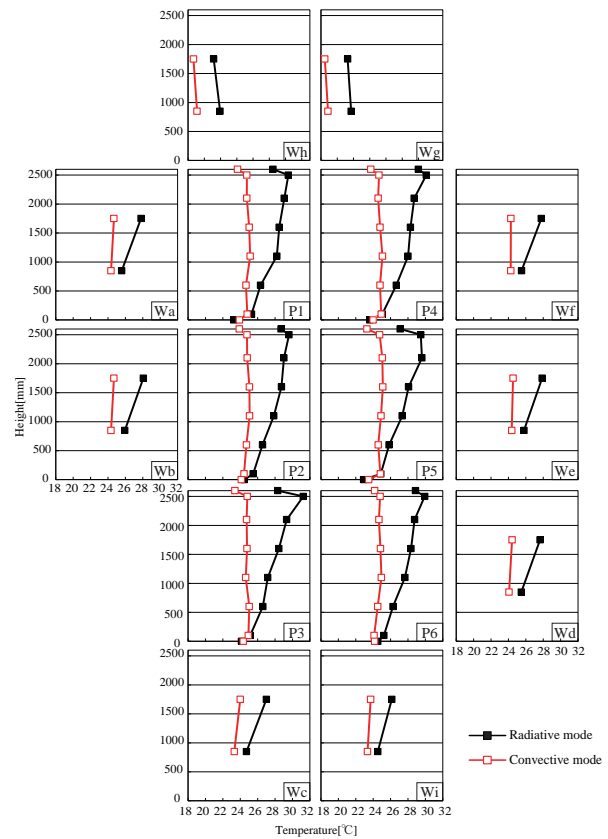


Fig. 6 Vertical temperature distribution  
(CO<sub>2</sub>:Supply opening)

ドの条件では、規準化濃度が 1 近くの値となっており、汚染物が様に混合していると考えられる。P4 付近の高さ 1100mm でやや高い値が出ているが、P4 は還気口に近いためにこの値となったと考えられる。一方で、放射モードの条件では、床上高さ 1100mm の高さで汚染物濃度が高くなっており、汚染物の停滞がみられる。Fig. 5 からわかるように、温度成層のために汚染物が天井の排気口まで達しにくく、停滞したと考えられる。また、P2 の足元においてもやや高い濃度を示した。

##### 4.4 局所平均空気齢

Fig. 8 に室内各点での局所平均空気齢の鉛直分布を示す。本システムでは、給気口より発生させたトレーサガスが還気口を通して再び給気口より給気されるため、測定室へ入る給気のトレーサガス濃度は時々刻々と変化する。そこで、本報ではパルス法を用いた空気齢を算出を試みた。給気口で  $M[m^3]$  のガスを発生させるとき、給気口での単位パルスに対する濃度応答を  $Rp(t)$  とすると、式 (1) と表せ、式 (2) と変形できる。 $Cs(t)$  及び  $Cp(t)$  が測定より既知であるため、最小二乗法により  $Rp(t)$  を求めた。 $Rp(t)$  を式 (3) と仮定し、式 (4) より  $\tau_p$  を算出した。Fig. 8 より対流モードでは、給気口からの空気が室全体に混合されやすいため、天井面と床面では空気齢の値に差は小さいが、放射モードでは低風速で吹き出しているため、床面に近づくほうが空気齢が大きくなっており、上下差が大きくなっている。

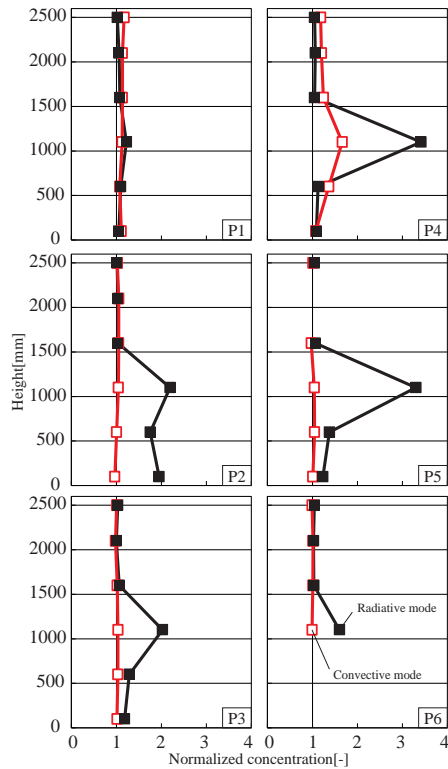


Fig. 7 Vertical concentration distribution  
(CO<sub>2</sub>:Person simulator)

$$C_P(t) = \int_0^\infty M(t-\tau) R_P(\tau) d\tau \quad (1) \quad \begin{array}{l} R_P(t): \text{インパルス応答関数} \\ C_P(t): P \text{点における濃度} \\ C_S(t): \text{給気濃度} \\ M(t): \text{発生量} \\ \bar{\tau}_p: \text{局所平均空気齢} \end{array}$$

$$C_P(t) = \int_0^\infty Q \cdot C_S(t-\tau) R_P(\tau) d\tau \quad (2)$$

$$R_P(t) = b \cdot e^{-c(t-a)} \quad (\text{ただし、} t < a \text{ の時、} R_{p(0)} = 0) \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^\infty t R_p(t) dt}{\int_0^\infty R_p(t) dt} \quad (4)$$

#### 4.5 ベッド上仰臥位人体に対する作用温度

Table 2 に各条件の作用温度を示す。形態係数は Fanger<sup>3)</sup> による人体に対する形態係数を用いて計算を行った。仰臥位人体はベッドに接しているため、床面温度を用いずベッド面高さでの空気温度を用いた。作用温度、MRT の算出は式 (5)、式 (6) を用いて行った。ただし対流熱伝達率  $h_c=5.0$  と仮定した。

$$OT = \frac{h_c T_a + h_r T_r}{h_c + h_r} \quad (5) \quad \begin{array}{l} h_c: \text{対流熱伝達率 [W/(m}^2\text{K)]} \\ h_r: \text{放射熱伝達率 [W/(m}^2\text{K)]} \\ T_a: \text{空気温度 [}^\circ\text{C]} \\ T_r: \text{平均放射温度 [}^\circ\text{C]} \\ F: \text{形態係数} \end{array}$$

$$T_r = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^n F_i \cdot T_i^4 - 273.15 \quad (6)$$

Table2 より、対流モードでは、空気温度に対して MRT が低いために作用温度が低くなる結果が得られた。一方、放射モードでは MRT が空気温度よりも高いために作用温度が空気温度よりも高くなる結果が得られた。これらより、仰臥位人体にとっては放射モードでは天井面の温度が高いことにより MRT が高くなり、作用温度

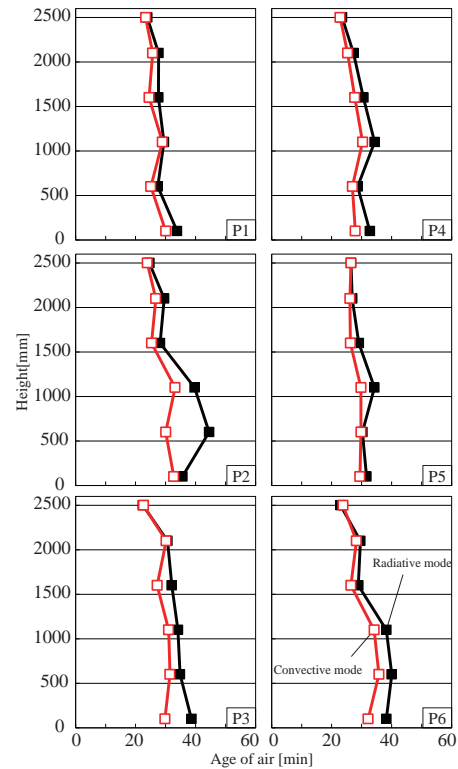


Fig. 8 Age of air [min](CO<sub>2</sub>:Supply opening)

Table 2 Operative temperature

	$T_r$	$\kappa$	$h_r$	$h_c$	$T_a$	OT
case1(Convective mode)	23.9	6.4	5.16	5.0	24.69	24.30
case2(Radiative mode)	25.8	6.4	5.21	5.0	25.25	25.55
case3(Convective mode)	24.1	6.4	5.17	5.0	24.71	24.40
case4(Radiative mode)	26.8	6.5	5.24	5.0	26.38	26.57

が上昇する効果が得られることがわかった。今回の実測では、窓面に設置されているカーテンは使用しなかったが、夜間などはカーテンを閉めることによって、MRT が上昇し放射効果が期待できると考えられる。

#### 5. まとめ

本報では、低風速天井吹き出し空調を有する 1 床病室において、暖房時の温度・汚染物濃度分布及び局所平均空気齢について実測を行った。今後は、冷房時の本システムの検証、CFD 解析を用いて詳細な温度・濃度分布の把握及び本方式の有用性の検証を行う予定である。

#### 参考文献

- 1) 巽大輝, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 花田潤, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹き出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究 (その 2) 天井吹出口配置及び換気回数が室内温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響, 平成 26 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 3 巻 pp.273-276, 2014.09
- 2) 本田雄樹, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 巽大輝, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹き出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究 (その 5) 実大実験室を用いた暖房時の室内温度・汚染物濃度分布の検討, 平成 26 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, pp.244-247, 2015.03
- 3) P.O.Fanger: Thermal Comfort Analysis and Applications in Environmental Engineering, 1970



# 超高断熱・高気密住宅における湿気制御とエネルギー性能の数値評価に関する研究 Research on Numerical Evaluation of Indoor Humidity Control and Energy Performance on Super High Insulated and Airtight House

芝池 英樹（京都工芸繊維大学）    〇脇 日出海（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE<sup>\*1</sup>    Hideumi WAKI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Kyoto Institute of Technology

In order to compensate the poor performance on building envelopes, it seems to be tough to keep the hygrothermal IAQ by a residential air-conditioner as the primary equipment. Since the proper latent heat load processing makes the indoor air overcooled. Otherwise the partial processing of the dehumidification load leave behind the humid indoor air. For the improvement of the hygrothermal IAQ and the reduction of HVAC loads, the residential heat pump desiccant ventilation system is expected for proper processing of separated sensible and latent heat loads effectively. In this paper, the practical performances of the residential heat pump desiccant ventilation system are evaluated as the residential equipment applied to the highly insulated and airtight house.

## 1. はじめに

住宅の室内快適性を維持しつつ空調負荷を低減させる上で、潜熱負荷をいかに処理するかは、日本の蒸暑期に於ける大きな課題として残されている。特に夏期のエアコンによる従来の冷房・除湿では、除湿負荷を処理するために室内を冷やしすぎたり、それを回避するために除湿しきれなかったり等、室内の快適性を維持することが難しい。また再熱除湿方式では快適性は維持できるが空調負荷の増大は避けられない。そこでヒートポンプの熱交換器に吸湿剤を密着させ、冷媒の蒸発熱および凝縮熱により湿気の吸着、放湿能力を増大させることで潜熱処理効率を大きく向上させたヒートポンプデシカント外調機が業務用建築において普及しつつあり、住宅用に特化した製品も最近市販されている。住宅では、業務用建築よりも潜熱負荷が多いため、このような製品により室内の快適性の向上および空調負荷の低減が期待できる。

本論文では、超高断熱・高気密住宅における湿気制御とエネルギー性能評価を目的として、実際にヒートポンプデシカント外調機を採用した住宅における実測調査結果と数値評価を併用して、湿気制御に特化した住宅用ヒートポンプデシカント外調機の省エネルギー性能とそれによる室内快適性向上効果を検討する。

## 2. 実測調査概要

測定は2014年12月15日から1分間隔で実施され、現在も継続中である。設置した測定機器は温・湿度センサー9点、熱電対13点、グローブ温度計1点、風速計1点、白金測温抵抗体1点、熱流計4点の計29点である。

今回実測対象とした住宅は、香川県高松市に2014年9月に竣工した2階建ての超高断熱・高気密住宅である。現在は夫婦2人と子供1人の計3人が居住している。延べ床面積128.51㎡、室容積478.18㎡である。換気システムとしてヒートポンプデシカント外調機を導入しており、屋根、外壁、床のU値はそれぞれ0.05, 0.10, 0.11W/㎡Kと断熱性能が高く、50Paでの換気量105㎡/h、相当隙間面積0.20cm²/㎡と気密性も非常に高い。これらの外皮性能はパッシブハウスに相当する性能値を示している。

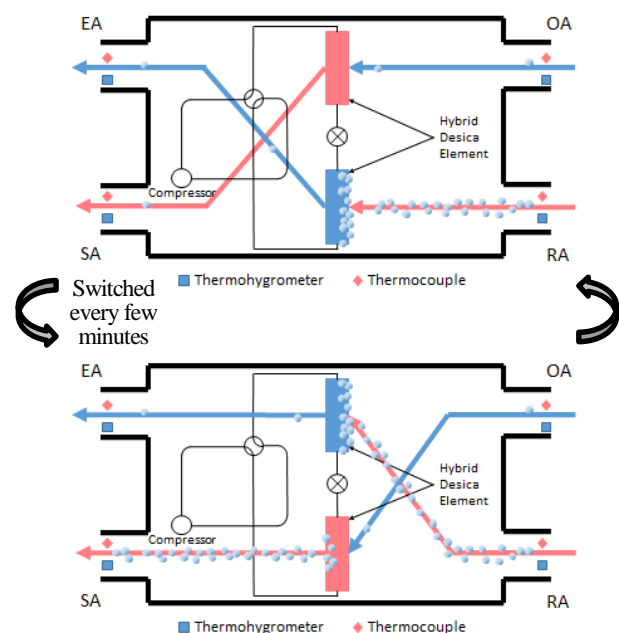


Figure.1 The Principle of Heating and Humidifying Operation and Attached Monitoring Sensors

### 3. 実測結果

実測期間中で終日晴天がつづき加湿・暖房運転を行っていた2015年2月6日の測定結果をFigure.2に示す。還気の温度は約23℃、相対湿度は50~60%で安定しており、快適な湿度環境が保たれている。また、およそ1時間ごとにヒートポンプデシカント外調機による顕熱と潜熱の回収が停止し、給気と排気の温・湿度が大きく変動する現象が確認できる。さらに、熱回収時の給気および排気の値が細かく変動していることが確認できるが、この原因としては外気および還気の測定点がファンの風上側なのに対して、給気および排気の測定点は風下側となること、また、外気、還気および排気ダクトが円形ダクトなのに対して給気ダクトのみがフレキシブルダクトを使用していること、さらに、ヒートポンプデシカント外調機の四方弁がおよそ3、4分ごとに切り替わることが挙げられる。Figure.2では、給気に供給された顕熱量が還気から回収された顕熱量を約4kJ/kg(DA)上回っている。これはヒートポンプデシカント外調機の排熱を給気に供給しているためである。

Figure.3は除湿・冷房運転を行っていた2015年7月30日の顕熱および潜熱能力である。この日の還気の温度は約28℃、相対湿度は約40~50%の範囲を維持しており、夏期でも十分な湿気制御が行われていることがわかる。冬期と同様給気にファンの排熱が供給されており、これにより処理すべき負荷を増加させる結果となっている。また、冬期のような数値の変動がないのは室内から水分発生があり、外気と目標絶対湿度の差が夏期の方が大きいことが原因である。

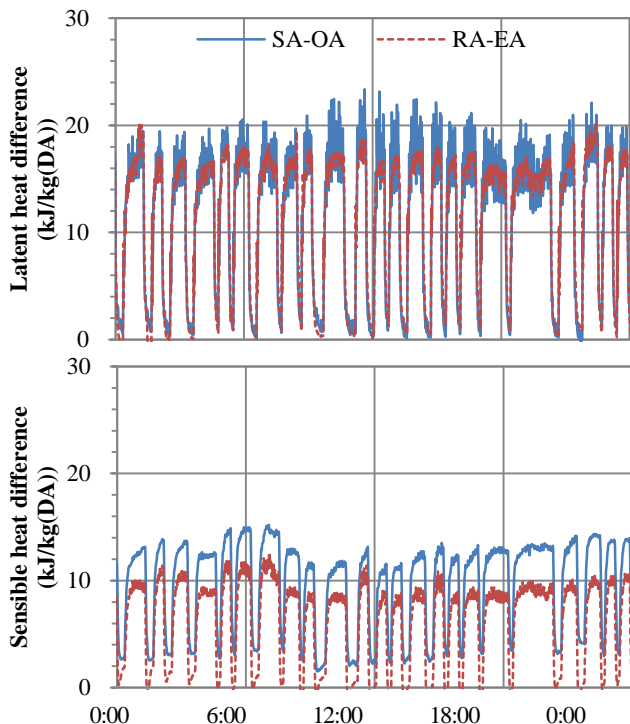


Figure.2 Temporal Profiles of Monitored Capacities during the Heating and Humidifying Operation

### 4. 潜熱部分負荷率による計算値と実測値の比較

ヒートポンプデシカント外調機は設定湿度を目標に制御が行われるため、その部分負荷特性を潜熱基準と仮定し、最大潜熱能力に対する実測潜熱能力の比率を、最大全熱能力および最大顕熱能力に乗じることで計算全熱能力および計算顕熱能力を算出する。計算顕熱能力の算出式を式(1)に示す。なお、最大全熱・顕熱・潜熱能力は、外気および還気の温・湿度条件に依存する値である。

$$Q_{Sc} = (Q_{Lm}/Q_{Lmax}) \cdot Q_{Smax} \quad (1)$$

ただし、以下の記号を用いる。

$Q_{Smax}$  : 最大顕熱能力[kW]     $Q_{Sc}$  : 計算顕熱能力[kW]

$Q_{Lmax}$  : 最大潜熱能力[kW]     $Q_{Lm}$  : 実測潜熱能力[kW]

Figure.4の左図に計算顕熱および全熱能力を横軸に、実測顕熱および全熱能力を縦軸にとった散布図を示す。ただし、ヒートポンプデシカント外調機の四方弁がおよそ3、4分ごとに切り替わることから、データの信頼性を確保するために1分間隔の実測値を10分平均した値を用いている。計算顕熱能力が実測値よりも小さな値を示しており、またその影響で計算全熱能力に関しても実測値より小さな値を示しているが、実測値と計算値の間には明らかに相関関係がみられることから、最小二乗法で近似した一次関数による補正を行うことで能力予測精度向上を目指す。

Figure.4の右図は、別期間の実測全熱および顕熱能力を縦軸に、Figure.4の左図の顕熱能力を最小二乗法で近似した一次関数により補正した全熱および顕熱能力を横軸にとったものである。別期間のデータに先ほどの期間のデータにより導出した補正式を適用したが、同様に相関関

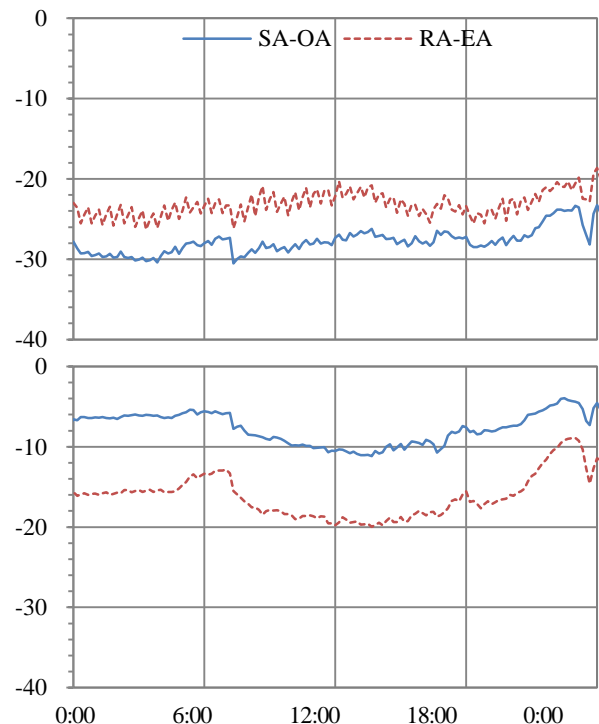


Figure.3 Temporal Profiles of Monitored Capacities during the Cooling and Dehumidifying Operation

係が確認された。全熱、顕熱能力ともに傾きが 1 に近づいており、加湿・暖房運転時の能力予測精度が近似した一次関数により向上している。

また、除湿・冷房運転時のものを Figure.5 に示す。加湿・暖房運転時と同様の方法で予測精度が向上している。

さらに、消費電力に関してもほぼ同様の方法で補正係数を決定する。加湿・暖房運転時の最大潜熱能力に対する実測潜熱能力の比率を横軸に、最大消費電力に対する実測消費電力の比率を縦軸にとったグラフを Figure.6 に、除湿・冷房運転時のものを Figure.7 に示す。Figure.6 に関しては点がほぼ一直線上で並んでいるので顕熱能力の場合と同様に補正を行うこととしたが、Figure.7 については 10 分間のうちに少しでも換気運転時間がある場合と、常に除湿・冷房運転を行っている場合とで明らかに性質が異なるため、それらを区別してそれぞれ近似を行った。その二つの一次関数の交点の X の値は 0.755 であり、その値を境に補正係数を使い分けて消費電力を算出する。以上より、潜熱負荷から顕熱能力および消費電力を高い精度で算出する方法を確立した。

## 5. 実測対象住宅における数値評価

非定常熱・湿気同時移動計算プログラム WUFI Plus Ver3.0 を用いて超高断熱・高气密住宅である実測対象住宅の熱・湿気性状について数値評価を行う。実測対象住宅は再熱除湿機能のないルームエアコンを使用しているが、ヒートポンプデシカント外調機(DESICA)による室内温熱快適性やエネルギー性能を検討するため、通常のルームエアコン(AC)および再熱除湿機能搭載ルームエアコン

(RHDAC)を導入した場合と、換気装置として熱回収しない換気装置(MV)および全熱回収換気装置(ERV)を導入した場合の数値評価を並行して行う。設定温度は 20~25℃、設定相対湿度は 45~55%とする。Table.1 に計算番号に対応する空調機器および換気装置を示す。

Figure.8, 9, 10, 11 にそれぞれ No.1, 2, 3, 4 の計算条件における室温および相対湿度の時系列変動を示す。No.1 に関して、AC は温度に依存して制御されるので当然ではあるが設定温度の範囲内に収まっている。しかし相対湿度に関しては設定湿度を大きく逸脱し、夏にはかなり室内が湿潤し、冬には乾燥していることが見て取れる。下限相対湿度は 19.4%、上限相対湿度は 85.0%となっており、MV と AC の組み合わせでは、室内の快適性を維持できていないことがよくわかる。また、No.2 は換気装置を ERV にしたものであるが相対湿度は No.1 よりは改善されているものの、室内湿度を意図的にコントロールすることができないため設定湿度の範囲からは大きく逸脱している。ERV を用いても室内の湿気制御はうまくいかないことがこの結果からわかる。これらに対し、空調機器として RHDAC を使用した No.3 と換気装置として DESICA を使用した No.4 では夏期の相対湿度が 55%以下を維持しており、湿気がうまく制御されている。

Figure.12 にそれぞれの計算条件での冷房・暖房・換気にかかる年間消費電力とそれらの合計を示す。ただし MV および ERV は常に 60W の電力消費があるとして計算している。No.3 は除湿のために AC が処理する冷房負荷が劇的に増加し、消費電力が増大している。それに対して No.4 は換気の消費電力がかなり増えているが、AC にか

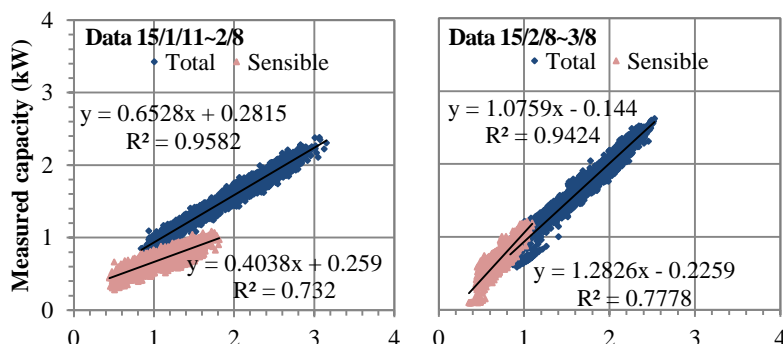


Figure.4 Comparison between Measured and Calculated (L) or Corrected (R) Capacities

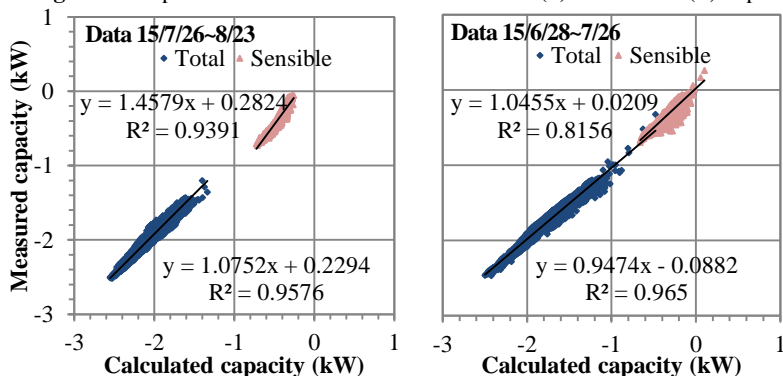


Figure.5 Comparison between Measured and Calculated (L) or Corrected (R) Capacities

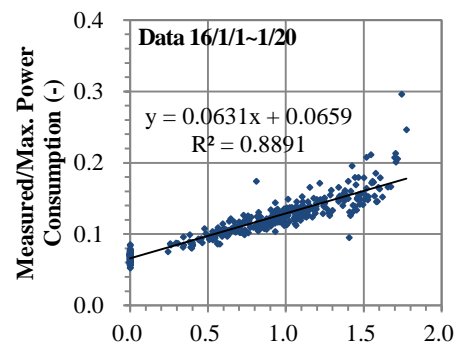


Figure.6 The Rate of Latent Heat and PC

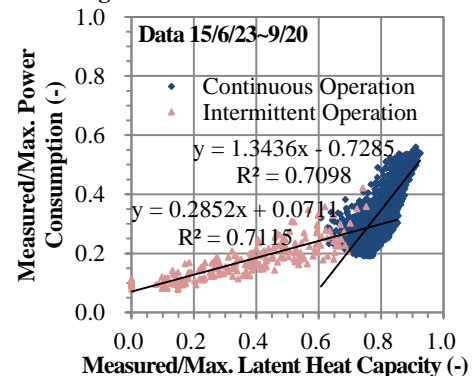


Figure.7 The Rate of Latent Heat and PC

かる冷房負荷が抑えられているため合計の消費電力は No.2 について小さくなっている。Figure.8~10 の結果を合わせて考えると、No.2 の総消費電力の少なさは室内の湿気を制御せず、温熱快適性を犠牲にしたことにより成り立っており、再熱除湿機能を使用することで夏期にヒートポンプデシカント並みの湿気制御を行おうとすると No.3 のように消費電力量が増大してしまうことから、室内の温熱快適性と消費電力の抑制を両立させるためにヒートポンプデシカント外調機を使用することは有効な方法であることが証明された。

**6. 断熱・気密性能による温熱環境とエネルギー消費量**  
断熱・気密性能の違う IBEC のモデル住宅を 2 種類用意し数値評価を行い、断熱・気密性能による室内温熱環境とエネルギー消費への影響を検討したところ、ERV を用いても湿気制御がうまくいかず室内温熱環境はあまり改善しないことがわかった。

**7. まとめ**  
超高断熱・高気密住宅における湿気制御とエネルギー性能の数値評価を目的として、ヒートポンプデシカント外調機を採用した住宅における居住環境下での長期実測を実施し、その結果を用いてヒートポンプデシカント外調機の潜熱能力を基準として部分負荷性能を高い精度で推定する方法を確立した。また、この方法を数値評価に応用して、さまざまな機器を用いた場合の計算結果を比較・検討した。一般的な機器を用いた場合と比較して、少ない消費電力で快適な湿度環境を作り出すためにヒートポンプデシカント外調機は有効に働くことを確認した。

**謝 辞** 実測調査は、対象住戸を企画された株式会社 CACICO と関係各位のご協力により実現しました。記して謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 脇日出海, 他 1 名, 超高断熱・高気密住宅でのヒートポンプデシカント外調機の冬期性能実測, 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集, p.153-156, 2015
- 2) 福岡良介, 他 2 名, 超高断熱・高気密住宅の室内熱・湿気性状と冷・暖房・換気負荷削減に関する研究(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集, p.13-16, 2013.
- 3) 上野剛, 他 2 名, 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発 その 1: 冷房運転時モデル, 空気調和・衛生工学会論文集 No.190, p.41-49, 2013
- 4) 上野剛, 他 2 名, 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発 その 2: 暖冷房運転時モデルへの拡張と汎用性の検証, 空気調和・衛生工学会論文集 No.204, p.85-92, 2014
- 5) 財団法人建築環境・省エネルギー機構(IEBC), 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説

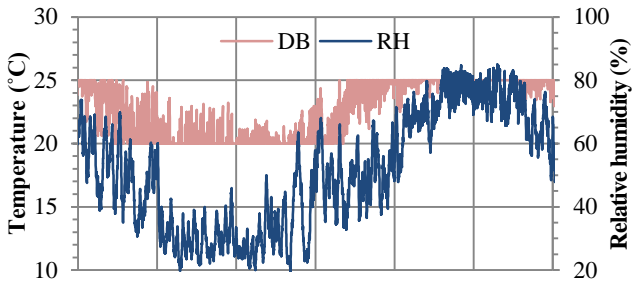


Figure.8 Calculated Temperature and relative humidity of No.1

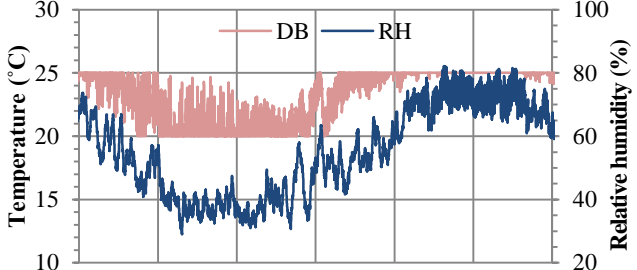


Figure.9 Calculated Temperature and relative humidity of No.2

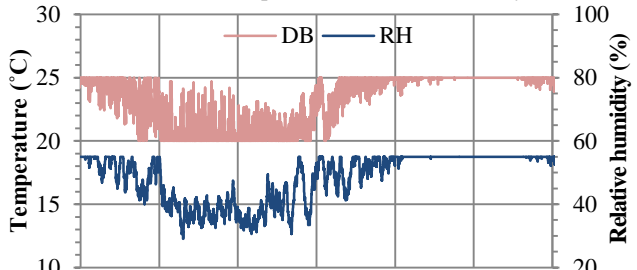


Figure.10 Calculated Temperature and relative humidity of No.3

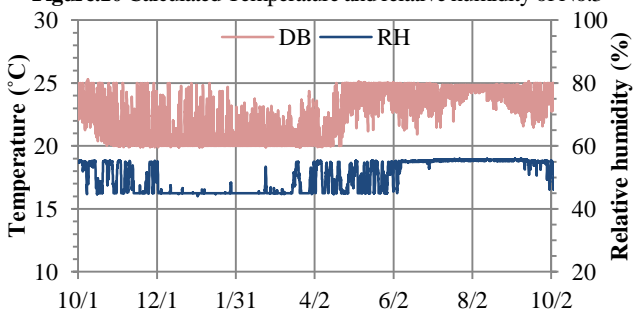


Figure.11 Calculated Temperature and relative humidity of No.4

Table.1 Calculation Conditions

計算番号	空調機器	換気装置
1	AC	MV
2	AC	ERV
3	RHDAC	ERV
4	AC	DESICA

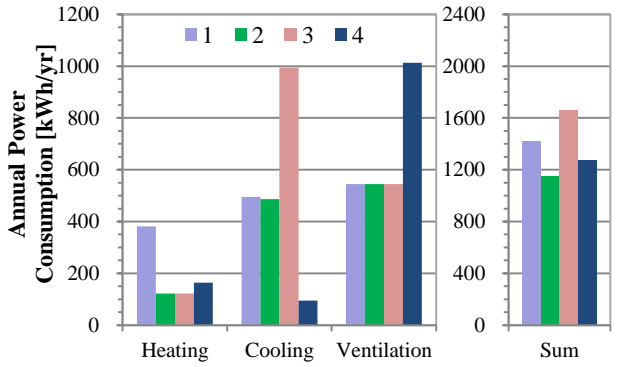


Figure.12 Annual Power Consumption



**IECC 性能基準に適合する RC 集合住宅の熱・湿気性能に関する研究**  
**Numerical Simulations on Hygrothermal Performances of the Intermediate Model Unit**  
**in a RC Condominium Covered with Building Envelopes**  
**Satisfied by the IECC Continuous Insulation Standard.**

芝池 英樹(京都工芸繊維大学) 坂根 悠美(京都工芸繊維大学)  
 脇 日出海(京都工芸繊維大学) ○谷畑 泰智(京都工芸繊維大学)  
 Hideki SHIBAIKE\*<sup>1</sup> Hideumi WAKI\*<sup>1</sup> Yumi SAKANE\*<sup>1</sup> Taichi TANIHATA\*<sup>1</sup>  
 Kyoto Institute of Technology

In this paper, numerical simulations are to be executed for illustrating hygrothermal performances of the intermediate residential model unit in the RC condominium by using the Windows application WUFI Plus 3.0 that can estimate non-linear transient hygrothermal performances of multi zone buildings. The location of the model unit is assumed in Tokyo and the extended AMeDAS reference year is to be applied as the weather condition. Temporal profiles of heating and cooling loads including latent heat loads supplied by an air-conditioning equipment are to be compared for the four kinds of building envelopes with different insulation thicknesses and installation positions. The four kinds of building envelopes are those satisfies 1) the cavity and 2) continuous insulation for the next generation standards for building energy conservation 1999, 3) the continuous insulation for International Energy Conservation Code 2015, and 4) the continuous insulation for the voluntary standard associated by NPO Corp. Exterior Insulation Promotion Council.

## 1. はじめに

日本では、約10年毎に住宅の省エネ基準が改正されて、高断熱・高気密化が図られてきた。特に集合住宅の外皮断熱性能は、国土交通省が1999年に定めた「次世代省エネ基準」を満たす内断熱工法によるものが、現在市場に出回るトップランナーと言える。「次世代省エネ基準」では、外断熱による基準も定められているがコスト等の問題から、採用される事例は少ない。

一方、米国では建築物において国際省エネルギー基準「IECC」という建築の外皮断熱性能を指定する建築法規が定められ、2013年10月以降は商業建築に於いて連続断熱(外断熱)層の施工が義務化されている。さらに、2015年には最初の改正が実施されて、住宅建築でも連続断熱層の施工が要求されるようになっている。このIECCは、北中米各国を対象とする標準法規であり、RC躯体等のMASSとして分類される外皮に対しては、連続断熱(外断熱)施工が必須であり、この標準法規を最低基準として、米国の各地方自治体では自主的にローカライズし、より高度な基準を定める自治も認められている。

本報では、多数室の非線形熱・湿気シミュレーションが可能なWindowsアプリケーションWUFI Plus 3.0を用いて、RC集合住宅の中間住戸モデルに関して、4種類の外

皮断熱性能を設定し、除・加湿を含む空調負荷、室内熱・湿気性状や外皮RC躯体の含水率変動を検討する。即ち、現在市場の主流となっている次世代省エネ基準を満たす内断熱外皮、同じく外断熱外皮、上記IECC2015基準を満たす外断熱外皮、NPO法人外断熱推進会議基準を満たす外断熱外皮の4種類であり、外界気象条件は拡張AMeDAS東京標準年を用いる。

## 2. モデル住宅の概要

検証対象とした集合住宅は4人家族の標準的な床面積70㎡のモデル住宅(建築研究所が発行した『建築研究資料No.154 第5章』参照)である。1フロア4住戸で3階建ての12住戸の内、中間の住戸を計算モデルとした。本研究では東京において次世代省エネ基準、IECC連続断熱基準、外断熱推進会議推奨基準(EIPC)のそれぞれを満たすEIFS外断熱工法(ビーズ法ポリスチレンフォーム[EPS])による壁断熱と次世代省エネ基準を満たす内断熱工法による壁断熱で構成された住戸を想定した。ただし、貼付するEPS断熱材は次世代省エネ基準で30mm、IECC基準で50mm、外断熱推進会議推奨基準で100mm、内断熱工法による断熱材は25mmとする。

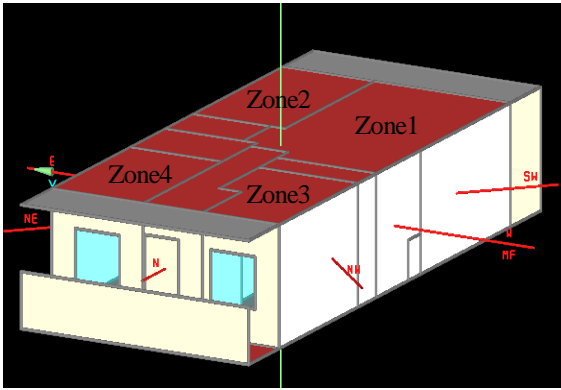


Figure 1 Model of the condominium unit in WUFI Plus

### 3. プログラム計算値の比較

本研究ではシミュレーションプログラムとして WUFI Plus ver3.0.1.3 を使用し、建物の仕様、気象データ、及び室内負荷に関する諸データを用いてシミュレーションを行い、室内 7zone 中、外気に面する 4zone の湿度、温度、含水率を各基準で計算評価する。

#### 3.1 暖房、冷房負荷

Figure.2、Figure.3 は計算評価対象とした 4zone の暖房負荷、冷房負荷の合計を表している。暖房負荷では EIPC 基準の負荷が他に比べ、減少しているがその他 3 つの基準ではあまり変化が見られない。一方、冷房負荷では IECC、EIPC 基準で負荷の減少が見られるが次世代基準の内断熱、外断熱工法ではあまり違いは見られない。

#### 3.2 加湿、除湿負荷

Figure.4、Figure.5 は計算評価対象とした 4zone の加湿負荷、除湿負荷の合計を表している。湿度に関しても温度と同様にそれぞれの基準であり差は出ていない。

3.1、3.2 の結果より、内断熱、外断熱での負荷の差はほとんどないと言える。

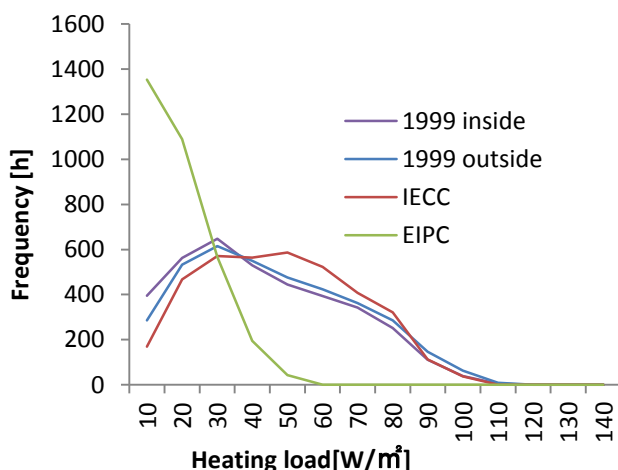


Figure.2 Frequency Distribution of Heatingload

**Table.1** Heat transmission coefficient

U-Value	unit	1999out	IECC	EIPC	1993in
Wall	W/m²K	0.821	0.58	0.337	0.681
Window	W/m²K	3.42	3.22	2.33	3.42

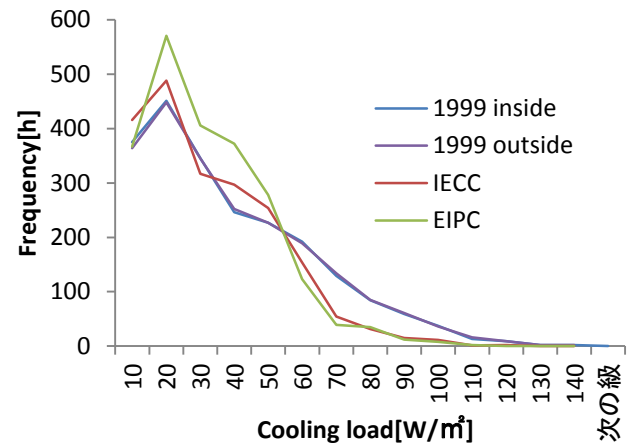


Figure.3 Frequency Distribution of Cooling Load

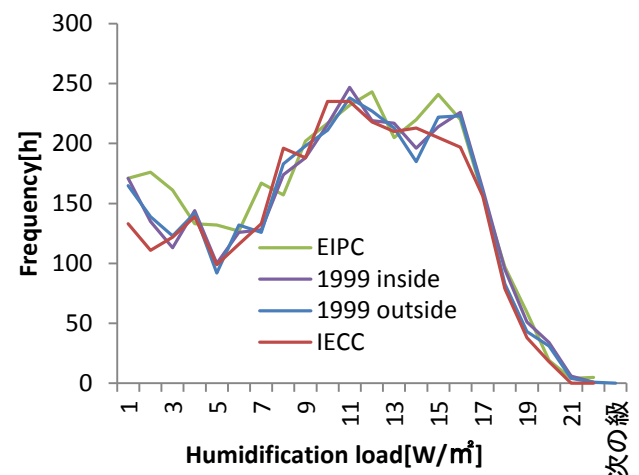


Figure.4 Frequency Distribution of Humidification Load

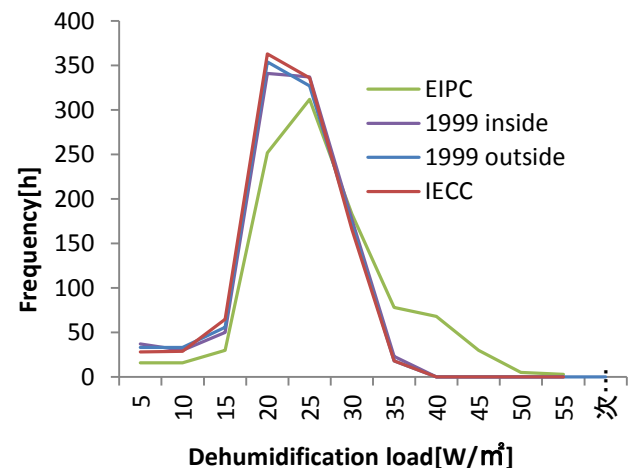


Figure.5 Frequency Distribution of Dehumidification Load

### 3.3 躯体の含水率

4zone の内、最も相対湿度が高い東側の子供部屋(Zone4)における各地域での外壁躯体含水率を計算プログラム WUFI Pro ver5.3 を用いて計算し、Figure.6 に示す。また、その時の躯体相対湿度と室内相対湿度を Figure.7 に示す。外断熱の場合は断熱材が厚いほど含水率は低く、また外断熱の場合は内断熱の場合と比べてかなり含水率が低いことが分かる。内断熱の場合は 80%を超える時もあり、結露、カビの原因にもなる。躯体含水率において外断熱の場合と比べて内断熱の場合のグラフが大きく異なるのは、外断熱工法では断熱材の内側に躯体があることで温度差が小さいためである。これにより外断熱工法の場合は冬期でも結露、カビの発生は少ない。

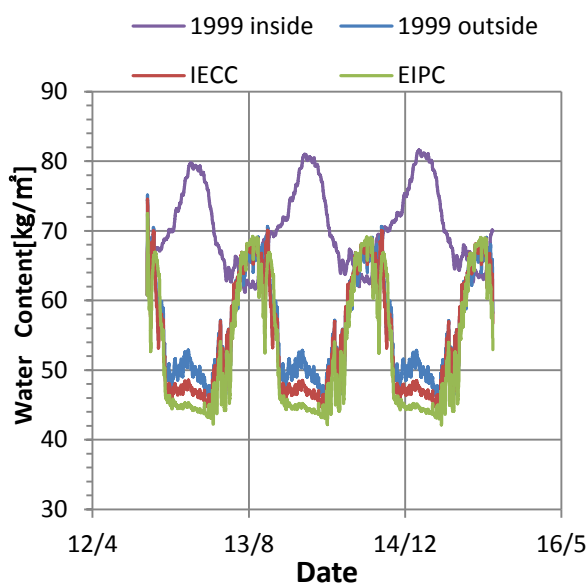


Figure.6 Water Content of Concrete

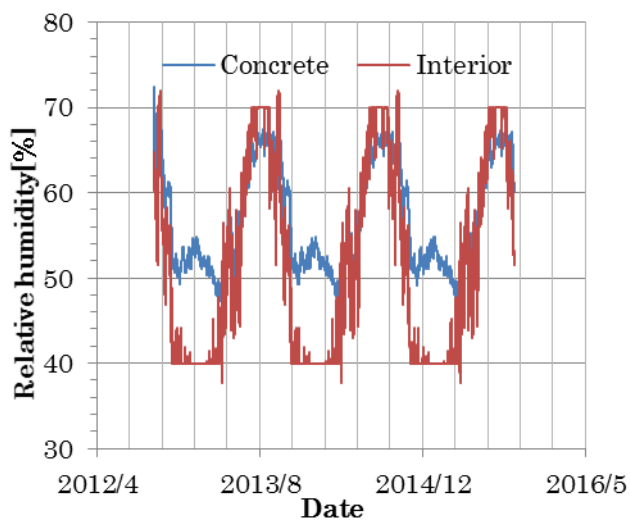


Figure.7 Relative humidity

### 4. 外断熱改修の実態(EIFS 外断越改修済みマンションでの調査アンケート)

実際に外断熱改修を行ったマンションの居住者を対象としたアンケート調査の調査方法を示し、アンケート結果を整理考察する。このアンケート調査は、室内の温熱環境を把握し、改修前後の申告情報を比較することにより、断熱改修の室内温熱環境改善効果を居住者の感覚的に確認することを目的に行う。主要居室の温冷感及び着衣量に関して、改修前後や居住住戸ごとの比較を行い、外断熱改修の生活環境改善効果を検討する。

#### 4.1 温冷感の調査

7つの選択肢を温熱感申告の7項目に分け、アンケートを取り、結果を考察する。回答結果を Figure.8、9 に示す。

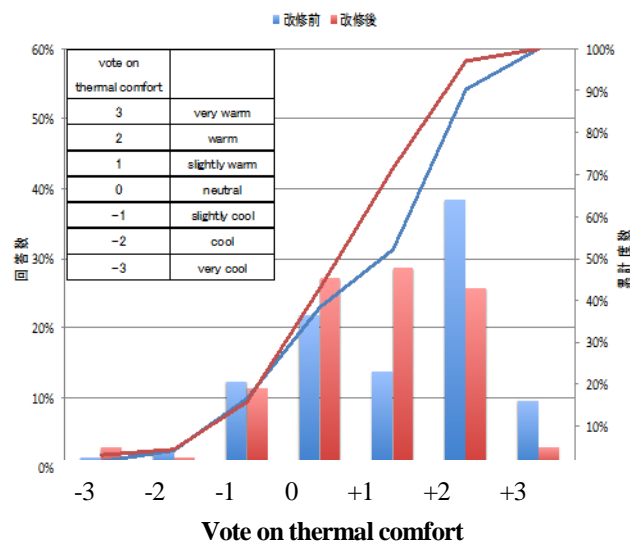


Figure.8 Thermal sensation declaration of summer

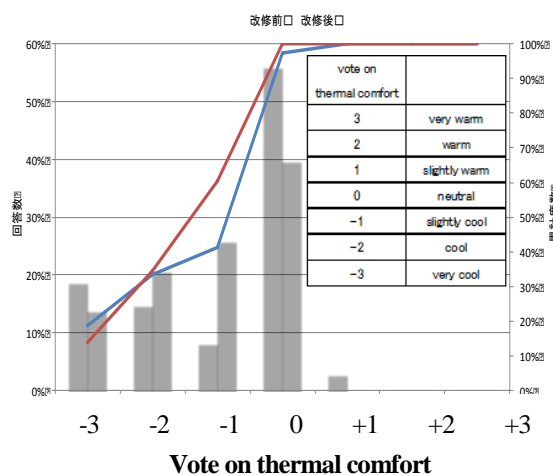


Figure.9 Thermal sensation declaration of winter

夏期の温冷感をみると、改修前は暑いと感じる人が顕著に多かったのに対し、改修後はより一様になっている。この設問は冷房不使用時の温冷感を聞いたものであるが、累計度数のグラフの傾斜が改修後の方がよりきつくなっており、居住者は改修後の方が涼しいと感じていることがわかる。通説では、外断熱改修を行うと夏期のオーバーヒートの危険性があるとされているが、居住者の感覚的な点では問題無いということがわかる。

冬期の温冷感をみると、どちらでもないと回答した人数が改修後は減少しており、より多くの人が改修後の方が寒いと感じていることがわかる。改修前後で大きな気温変化はない。後に述べる室内着衣量の調査では、改修後により薄着になっている回答者が増加している。室温が上昇し、薄着になったため、改修前よりも寒く感じる回答者が増加した可能性がある。また、生活全体において暖房の使用量が低下した可能性もある。改修後はかなり寒いと回答した人数も減少しているため、室内最低温度は上昇したとすることができる。

## 4.2 着衣量の調査

夏期と冬期の在宅時の平均的な服装について調査した。clo 値を算出し、数値的に検討し、回答結果を Figure.10 に示す。

夏期の着衣量においては、改修前後いずれも回答者の約90%が clo 値 0.55clo 以下の選択肢に集中している。冬期の着衣量においては、夏期と比べて居住者それぞれの着衣量に幅がある。その中でも、改修前は clo 値 0.8clo 前後が最も多かったが、改修後はより一様になっている。また、改修前と比較して、改修後はより薄着している人が増加していることがわかる。このため、外断熱改修によって冬期の室温が上昇したことがわかり、改修の効果が感覚的に表れたとすることができる。

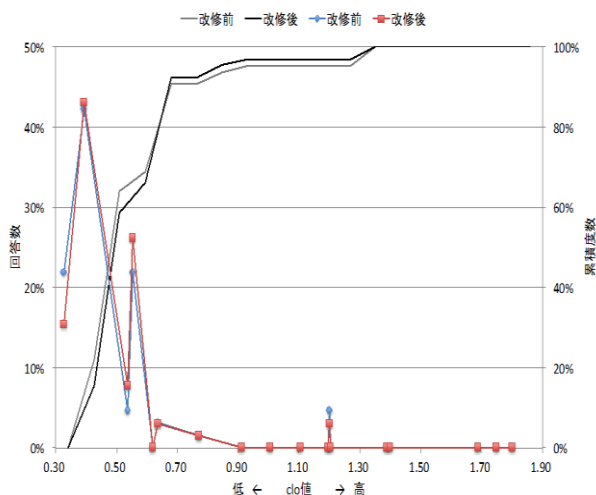


Figure.10 Amount of clothing in summer

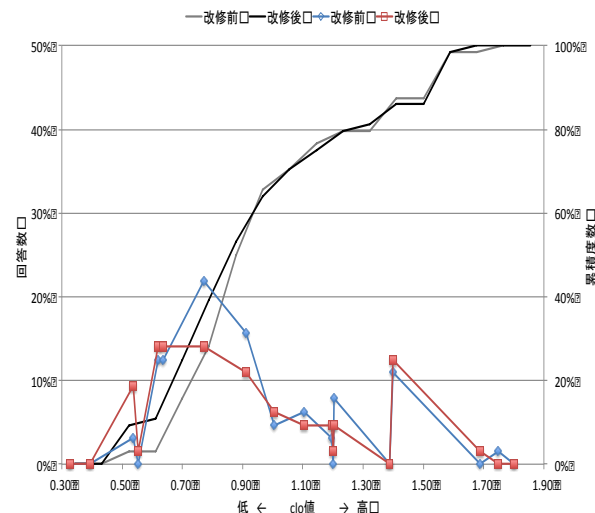


Figure.11 Amount of clothing in winter

## 5. まとめ

IECC 基準を含む外断熱における省エネルギー基準や内断熱における基準をみたとす集合住宅の熱・湿気性能の比較を目的とし、WUFI Plus によるモデル住宅の冷暖房負荷、加湿、除湿負荷に関するシミュレーションを行い、モデル住宅のエネルギー負荷を算出した。また、WUFI Pro による外壁の含水率に関するシミュレーションを行った。その結果、含水率の面で内断熱工法と外断熱工法で顕著な違いが見られ、外断熱工法の快適性の高さが確認できた。本研究では冷暖房負荷、加湿除湿負荷による違いはあまり確認できなかったがこれは本研究では中間住戸を検討対象としたためであると考えられ、外壁を多く持った住戸で再度検討することで改善の余地があると考えられる。

【謝辞】 改修住戸内での温湿度モニタリングの実施にあたり、労を厭わずご協力頂いた関係者各位に深く感謝します。

## 参考文献

- 1) 独立行政法人 建築研究所, 「建築研究資料 No.154」
- 2) 坂根 悠美, その他 2 名, 「集合住宅の外断熱改修による熱・湿気性状改善効果に関する研究—WUFIPlus2.5 による多数室性状の数値予測」
- 3) Künzle, Harywig M, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and two-dimensional calculation using simple parameters, IRB Verlag, pp10-69, 1995
- 4) H.M.Künzle, 他 3 名, Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope, Solar Energy 78, pp554-561, 2005



## エアコン冷房・除湿の消費電力と顕熱比の部分負荷性能を考慮した 超高断熱・高気密住宅の熱・湿気性状の数値予測に関する研究

### Numerical Simulations on Energy Performance and Indoor Humidity Control of High Insulated and Airtight Houses Considering Partial Characteristics on SHF and Power Consumptions for Air-conditioning Systems

芝池 英樹（京都工芸繊維大学） 脇 日出海（京都工芸繊維大学） ○水野上 徹（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE<sup>\*1</sup> Hideumi WAKI<sup>\*1</sup> Tohru Mizunoue<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Kyoto Institute of Technology

In this study, the two-story timber frame houses are numerically examined by using the Windows hygrothermal application WUFI Plus 3.0. The three levels of thermally different building envelopes are selected, that is, GOJ IBEC 1999 level with cavity insulation, IECC (International Energy Conservation Code) 2015 level with continuous insulation (c.i.) and PHIUS (Passive House Institute US) level with the thicker c.i.. The outdoor climate conditions are selected to Tokyo (Zone IVb in IBEC climate classification and Zone 3A in IECC) or Sendai (Zone III and Zone 4A) and the extended AMeDAS reference year weather data are assigned respectively to compare the performances. For the selected two zones, the model of the same exterior appearance shape can be utilized.

#### 1. はじめに

2020 年省エネ基準の義務化など、近年建築のエネルギー性能への関心の高まりから、超高断熱・高気密住宅の需要が増えている。しかし蒸暑気候下での不要な高断熱・高気密化は、中間期のオーバーヒートによる冷房・除湿負荷の増加が暖房負荷の削減を上回り、年間空調負荷を増大させる危険性が指摘されている。そのため、適正な断熱レベルで計画し、日射遮蔽や夜間換気を併用して、オーバーヒートを回避することが重要となる。

本報では、戸建ての 2 階建て木造住宅モデル<sup>1)</sup>に関して、外皮の断熱レベルと空調負荷（冷・暖房、除湿・加湿）の関係や外皮下地合板の含水率変動を、多数室建物の熱・湿気性状がシミュレーションできる Windows アプリケーション WUFI Plus 3.0 を用いて検討する。即ち、3 種類の外皮断熱性能レベル（次世代省エネルギー基準（1999 年度）、IECC(International Energy Conservation Code 2015)基準、PHIUS+ 2015 (Passive House Institute US)基準）を適用した屋根、壁、床と開口部の組み合わせに対して、東京（IBEC 気候区分で IVb 地域、IECC 区分 3A 地域）、およびより寒冷的な仙台（同じく IBEC で III 地域、IECC 区分で 4A 地域）での拡張 AMeDAS データ平年値を外界気象条件として、性能を比較する。選定した 2 地域では、同一外観形状のモデルが利用出来る。

#### 2. WUFI Plus の計算方法

WUFI Plus は壁体内の熱・湿気性状をシミュレートするアプリケーション「WUFI Pro」を最低でも外壁四面、屋根および床の計六面に応用させることで建物全体

の熱・湿気性状のシミュレートを可能としている。建物全体の CO<sub>2</sub> 環境に関するシミュレーションについては、熱・湿気の方程式とは独立した計算を行うことにより、そのシミュレートが可能となっている。

計算期間は、1 週間の助走期間後の 2014 年 10 月 1 日から 2015 年 9 月 31 日までの約 1 年間とする。

#### 3. モデル住宅の概要

今回、シミュレートするにあたって用いたモデル住宅 (Figure.1) は建築環境・省エネルギー機構 (Institute of Building Environment and Energy Conservation、通称: IBEC) の住宅モデルをもとにして作成されたものである。居住者は計四名（夫婦と子供二名）、延床面積 113.43m<sup>2</sup>、

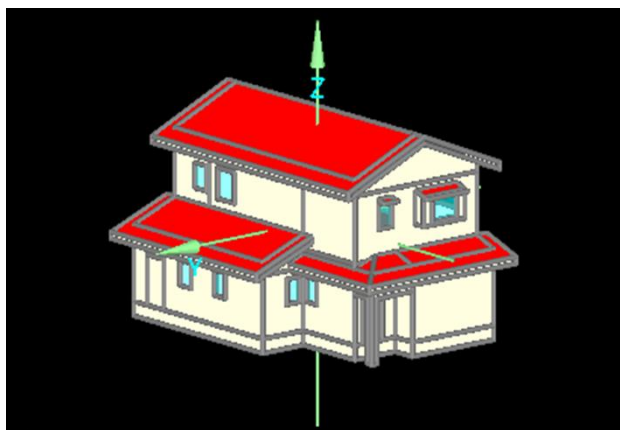


Figure.1 The overview of the model house in WUFI Plus

**Table.1** The Thermal performances of Opaque envelopes in Tokyo

		U-value (W/m <sup>2</sup> K)	Continuous thermal Insulation	Filling Insulation
Roof	1999*1	0.16	-	GW*2 185mm
	IECC	0.18(0.17)	PF*3 90mm (100mm)	-
	PHIUS	0.1	PF 90mm (100mm)	GW 140mm
Wall	1999	0.28	-	GW 90mm
	IECC	0.23	PF 20mm	GW 80mm
	PHIUS	0.14	PF 40mm	GW 140mm
Floor	1999	0.21	GW 140mm	-
	IECC	0.16	GW 184mm	-
	PHIUS	0.12	PF 40mm GW184mm	-

1991\*1---次世代省エネ基準

GW\*2---グラスウール（熱伝導率： $\lambda=0.032\text{W/m}\cdot\text{K}$ ） PF\*3---フェノリックフォーム（熱伝導率： $\lambda=0.019\text{W/m}\cdot\text{K}$ ）

表中の()内の数字は仙台での値である。

室容積 307.69m<sup>3</sup>である。内部発熱に関しては IBEC の資料をもとに設定している。モデル住宅は台所、居間、和室、浴室、洗面所、一階トイレ、一階ホール、二階トイレ、二階ホール、寝室、子供室Ⅰ、子供室Ⅱ、クローゼットに一階天井裏および屋根裏を加えた計 15 の空間に仕切られているが、計算の簡略化のため内部は一階、二階、階段室、天井裏、屋根裏の計 5 ゾーンに統合して計算を行う。建物外皮の断熱レベルは次世代省エネルギー基準、IECC 基準、PHIUS 基準の 3 つを参考にし、断熱性能の違うモデルを 3 種類用意した。PHIUS 基準に即したモデルにおいてのみ顕熱回収換気装置による換気を行い、ナイトパージ（夜間外気導入方式）を実施している。

3 種の外皮性能レベル、窓のレベルは Table1.2、3 に示すとおりである。

#### 4. 計算プログラムによる数値評価.

第 3 章で記述した 3 種類の基準に基づくモデル住宅を使用して数値評価を行い、それぞれの基準が空調負荷および外皮下地合板の含水率変動に対してどのような影響を与えるのかを検討する。また、それぞれのモデル住宅に対して気候条件を東京と仙台にした場合の数値評価を行うことで、それぞれのモデル住宅に対する気候条件による影響も併せて検討する。

### 5. 数値評価結果の比較

#### 5.1. 冷暖房負荷について

Figure2～7、Table3,4 が示すように、PHIUS 基準がどちらにおいて最も負荷が小さく、次世代基準が最も負荷が大きかった。特に暖房負荷に関して基準ごとにその結果が大きく変わり、断熱レベルの高い基準になるほどに暖房負荷が大きく減少することが確認できる。PHIUS 基準の暖房負荷は東京において、次世代基準とは 30kW/m<sup>2</sup>

**Table.2** Window parameter

Window	U-value (W/m <sup>2</sup> K)	Type
1999	4.65	2 layer
IECC	3.22	2 layer
PHIUS	1.44	Low-e,low-solar

**Table.3** Annual Air-Conditioning Loads (in Tokyo)

	Tokyo		
	1999	IECC	PHIUS
Heating load (kWh/m <sup>2</sup> )	38.53	33.84	11.77
Humidification (kWh/m <sup>2</sup> )	5.42	4.32	4.74
Cooling load (kWh/m <sup>2</sup> )	32.16	29.02	16.95
Dehumidification (kW/m <sup>2</sup> )	11.45	11.32	11.55

**Table.4** Annual Air-Conditioning Loads (in Sendai)

	Sendai		
	1999	IECC	PHIUS
Heating load (kWh/m <sup>2</sup> )	66.12	57.20	22.59
Humidification (kWh/m <sup>2</sup> )	6.22	5.14	5.72
Cooling load kWh/m <sup>2</sup> )	15.44	13.96	7.37
Dehumidification (kW/m <sup>2</sup> )	7.96	7.87	7.99

近く違ったが、より寒冷的な仙台においては 50kW/m<sup>2</sup> 近く離れている。PHIUS に比べると小さいが、IECC の次世代基準との差においても同様のことがいえる。冷房負荷においては逆の傾向にあり、仙台の方が差は縮まる。これらのことは PHIUS の断熱基準の高さによるところである。

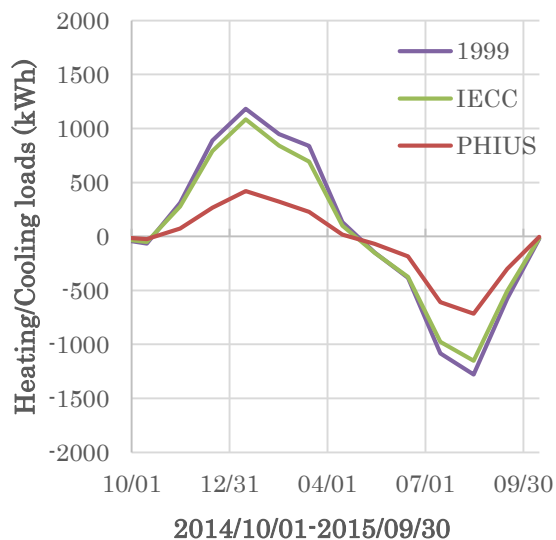


Figure.2 Heating Cooling Load Tokyo

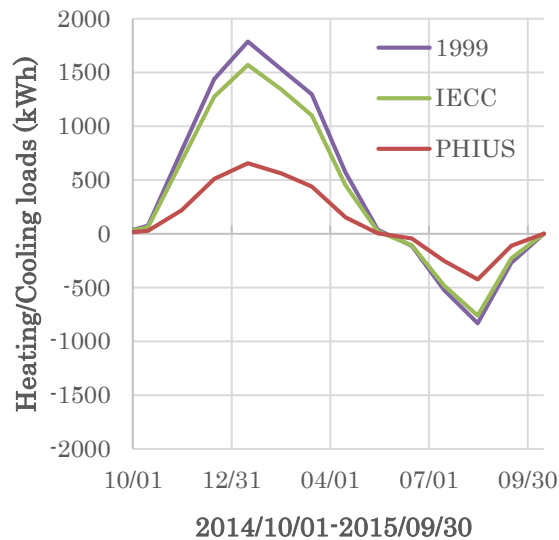


Figure.3 Heating Cooling Load Sendai

## 5.2. 加湿除湿負荷の比較

Table3, 4 が示すようにどちらも IECC が最も優れていたが、どれも差は冷暖房負荷ほどなかった。

## 5.3. 外皮下地合板の含水率変動について

地域を東京で、拡張 AMeDAS データより、最も風雨にさらされる北面の壁をシミュレーションした。Figure8, 9 よりどのモデルの外壁も同じ周期で数値的にも安定しており、湿気による害の心配はない。

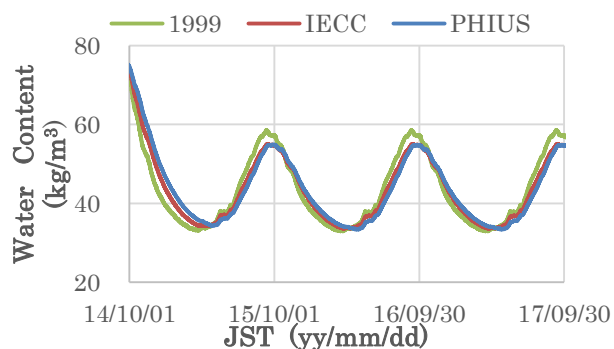


Figure.4 Tokyo 1F wall

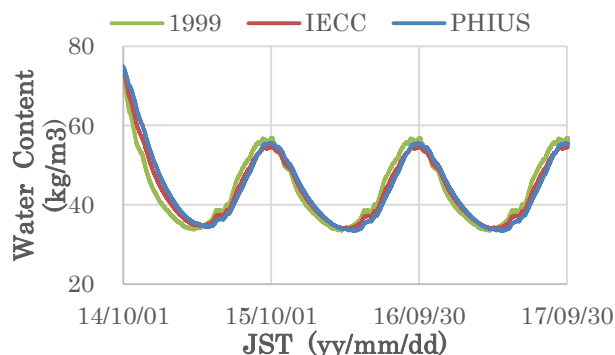


Figure.5 Tokyo 2F wall

## 6. ルームエアコンの部分負荷特性の推定方法

上野らにより、ルームエアコンのカタログおよび仕様書の情報から部分負荷特性を推定する方法が提案されている。それによればルームエアコンの特性値を算出したのち、反復計算により消費電力を算出する方法がとられていたが、反復計算を行わずとも消費電力を算出できることがわかった。反復計算なしで消費電力を算出する式を式(1)に示す。

$$P = \frac{(QT_{cin} - QT_{evp} + P_c T_{evp}(aQ^2 + bQ + c))M_{cnd}C_o + Q^2}{M_{cnd}C_o T_{evp}(aQ^2 + bQ + c) - Q} \quad (1)$$

記号の説明等の詳細は参考文献 1 に譲る。

ただし、冷房時に潜熱処理が発生する場合、その潜熱処理量は室内外気候およびルームエアコンの運転状況により成り行きで決まるため、それを算出する方法が別に必要となり、そうでなければ消費電力を正しく算出できなくなってしまう。そこで Figure.6 に示す計算フローにより潜熱処理発生時の潜熱処理量と消費電力を算出する方法を提案する。

また暖房における消費電力算出式を式(2)に示す。

$$P = \frac{(QT_{cnd} - QT_{ein} + P_c T_{cnd}(aQ^2 + bQ + c))M_{cnd}C_o + Q^2}{M_{evp}C_o T_{cnd}(aQ^2 + bQ + c) + Q} \quad (2)$$

暖房時は蒸発器表面に結露が発生した場合でも室内機の顕熱処理量には影響せず、消費電力は容易に算出できるが、その場合は冷媒凝縮温度が未知数のままとになり、ルームエアコンの稼働状況が正確に把握できない。そこで冷房時と同様にその算出方法を提案する。Figure.7 に示したものがその計算フローである。

本研究では残念ながら先ほどにも述べたように、プログラム上の制約により上記の2つの方法を用いて検討の検討はできなかった。今後の課題としてはWUFIソフトとの連動もしくは、別の方法による推定を考えることである。

## 7. まとめ

本研究では超高断熱、高气密住宅における空調負荷をWUFI Plus上の住宅モデルにおいて、次世代、IECC、PHIUSのそれぞれの断熱基準に照らし合わせた上で算出した。Figure2~7を含むような冷暖房負荷に関するシミュレーションを行い、各基準における結果を比較し、Table3, 4のようにまとめた。3つの基準の中で最もレベルの高いPHIUS基準をもとにした住宅モデルは、蒸暑気候下の東京では不向きではないかと考えていたが、結果として3つの中では冷暖房負荷をともに最も低い値に収めた。除湿負荷に関しては3つの中で最も高かったが、全て僅差の値であったため、別段問題ではない。また東京より寒冷な地域では基準の差がはっきりとあらわれた。PHIUS基準のモデルが冷房負荷においても優れていたのはナイトバージを実施し、夜間の換気量を最大にしていたことが1つの要因と考えられる。また夏期の除湿負荷に関しては、現在の壁の内装材を石膏ボードから木質系のものに変更することで木質材が多少水分を吸収し、軽減の余地があると考えられる。

なお、6で提案した部分負荷特性推定方法は、アプリケーション上の制約により使用できなかった。今後の研究では、上記の方法を用いてルームエアコンの部分負荷特性を考慮し、より精確な数値評価を行いたい。

今回の研究ではIBECの気候区分でIVbの東京においても最高レベルの断熱基準が有効であることが分かった。今後は鹿児島や沖縄などのより暖かいV、VI地域においても超高気密・高断熱住宅が有効なのか、また冷暖房負荷のバランスを考えた上で、どの断熱基準が最適なのかを比較・検討していこうと思う。

## 参考文献

- 1) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構, 住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説
- 2) Künzel, Harywig M, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and two-dimensional calculation using simple parameters, IRB Verlag, pp10-69, 1995
- 3) H.M. Künzel 他 3名, Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope, Solar Energy 78, pp554-561, 2005

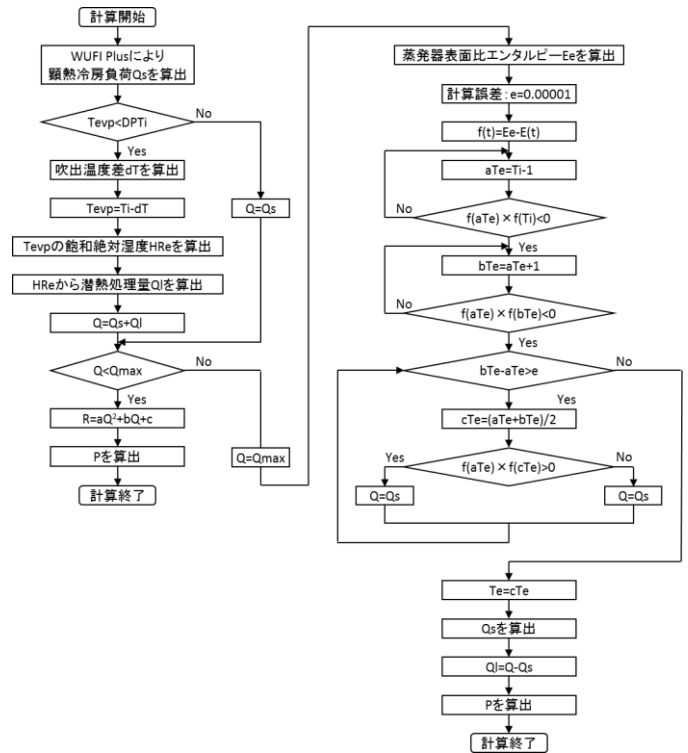


Figure.6 Calculation Flow Cooling Operation

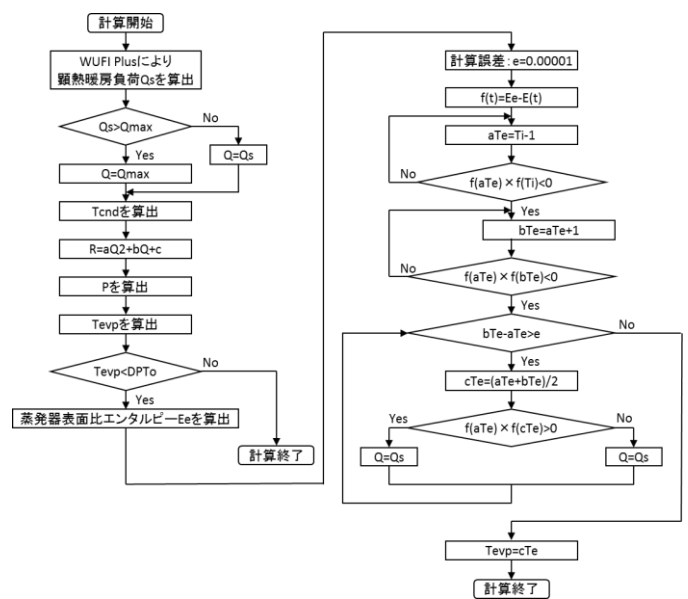


Figure.7 Calculation Flow Heating Operation



# PHIUS 基準に基づく超高断熱・高気密住宅の熱・湿気性能の数値予測に関する研究 WUFI Plus 3.0 Hygrothermal Simulations on the Residential Project Designed Toward Certification of PHIUS+ 2015 Standard

芝池 英樹（京都工芸繊維大学） 脇 日出海（京都工芸繊維大学） ○有馬 美穂（京都工芸繊維大学）

Hideki SHIBAIKE<sup>\*1</sup> Hideumi WAKI<sup>\*1</sup> Miho ARIMA<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Kyoto Institute of Technology

A four storied residential project is progressing to get the certification of PHIUS+ 2015 Standard. In order to optimize the hygrothermal performances of building envelopes and HVAC systems including the operational strategy, WUFI Plus 3.0 simulations are carried out. In particular, the better combination of the proper specification on the continuous insulation, OA volume flow rate for the summer night purge and the thorough operation of solar radiation shading is to be find out. It can reduce the accumulated air conditioning load in total, since the cooling load is slightly increased and the reduction of heating load can cover it. The quantitative evaluation can be provided on both sensible and latent heat load including dynamic interaction of moisture transfer with envelope materials. The durability of building envelopes is examined by checking the annual profiles of the water content of plywood substrate in the envelope assemblies.

## 1. はじめに

本報では、現在計画中の4階建て超高断熱・高気密住宅に関して、その屋内温熱快適性や冷暖房エネルギー性能、および外皮の防露性能等が、米国ハッシブハウス研究所が提唱する PHIUS+ 2015 基準を満たすように設計・施工するため、建物熱・湿気性状の非定常変動予測が可能な Windows アプリケーション WUFI Plus 3.0 を用いて数値的に検討する。敷地は千葉県旭市に位置し、日本の省エネルギー基準（2013 年）での地域区分はIVb、北米での国際省エネルギー法 IECC（2015 年）では 3A 地域に区分される。HDD が 1000（℃日）毎で極寒気候地まで区分される IECC 気候地域区分では、日本の省エネルギー基準に比べてより手厚い断熱レベルが要求されており、これを大きく上回るボランティア基準である PHIUS+ 2015 を、外皮性能がクリア出来れば、より高度なエネルギー性能が期待できる。

特に外皮の外張り断熱層の厚さ、夏期夜間の外気導入、および日射遮蔽の徹底等を組み合わせることで、暖房負荷を低減しつつ、冷房負荷は漸増に止め、年間冷・暖房負荷を抑制するための組み合わせを探る。また、冷・暖房時の除・加湿負荷を定量的に評価すると共に、外皮下地合板の含水率の年間変動を確認することで、高い耐久性を保証する外皮構成を明らかにする。

## 2. PHIUS 基準の合理性

アメリカのハッシブハウス認定のための基準として PHIUS 基準が存在する。最新の PHIUS 基準では、ゼロ

エネルギーの実現を目標として気密性、一次エネルギー消費、空調性能の3項目を柱に基準が定められている。設計者はまずパッシブな手法（機械装置等）で冷暖房にかかるエネルギーの削減に取り組み、つづいて効率的な装置による全体的なエネルギー需要の削減を目指し、最終的に再生可能エネルギーを用いた発電を導入するなどして、ゼロエネルギーの実現を目指して取り組むことが求められる。

### 2.1 気密性

気密性能は 0.05CFM50（外被総面積 1m<sup>2</sup> 当たり 0.91m<sup>3</sup>/h）を満たすことが求められる。日本において気密性能は 1.0Paの加圧条件で測定されるのに対して、PHIUS 基準では 50Paの加圧・減圧両方の条件で測定される。同じ圧でも加圧と減圧では、漏気も異なるため、両方の基準を満たす住宅の方がより高性能であると言える。また、改善される以前の PHIUS 基準では 0.6ACH50 という基準であったが、建物の規模が異なると同じ基準でも漏気の差が7倍にもなることもあった。対して最新の基準では、外被総面積を用いて算出された基準であるため、建物の規模に合わせた基準設定が可能となっており、建物の規模によるハンデが解消された。

### 2.2 一次エネルギー消費

一次エネルギーに関する基準は IPCC（気候変動に関する政府間パネル）の研究による世界の CO<sub>2</sub> 排出許容値に基づいて定められている。アメリカの電力消費の実状が

反映された基準となっており、現実的で無理のない設定となっている。

## 2.3 空調基準

エネルギー性能とコスト実現性の両方を考慮して最適値を算出するアプリケーション「BEopt」によって算出された最適コストをほぼ満たすエネルギー量を冷暖房需要の限界値、冷房負荷の最大値に設定している。

## 3. 計算方法

WUFI Plus は壁体内の熱・湿気性状をシミュレートするアプリケーション「WUFI Pro」を最低でも外壁四面、屋根および床の計六面に応用させることで建物全体の熱・湿気性状のシミュレートを可能としている。建物全体の CO<sub>2</sub> 環境に関するシミュレーションについては、熱・湿気の方程式とは独立した計算を行うことにより、そのシミュレートが可能となっている。

### ・建物全体の熱のつり合い方程式

$$\frac{dH_i}{dt} = \dot{Q}_{component} + \dot{Q}_{window} + \dot{Q}_{InternalHeatGain} + \dot{Q}_{ventilation} + \dot{Q}_{HVAC} \quad (1)$$

$$H_i = 1006 \cdot \theta_i + x_i \cdot (1840 \cdot \theta_i + 2501000) \cdot m_i \quad (2)$$

### ・建物全体の湿気のつり合い方程式

$$\frac{dC_i}{dt} = \dot{W}_{component} + \dot{W}_{ventilation} + \dot{W}_{InternalMoistureGain} + \dot{W}_{HVAC} \quad (3)$$

### ・建物全体の CO<sub>2</sub> のつり合い方程式

$$\frac{dCO_{2i}}{dt} = \dot{M}_{ventilation} + \dot{M}_{InternalCO_2Gain} \quad (4)$$

## 4. 計算対象

今回計算対象とした住宅は、千葉県銚子市にてアメリカのパッシブハウス認定を得られるよう計画が進められている木造 3 階建ての超高断熱・高气密住宅であり、大

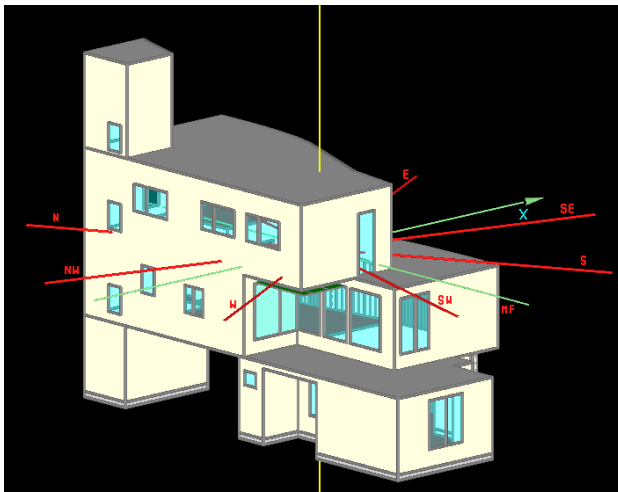


Figure.1 The 3D Overview of the Project under Consideration

人 2 人と子供 3 人の計 5 人が居住することが予定されている。また、換気装置として顕熱回収換気装置(HRV)を導入する予定である。以下に計算対象住宅の概要を示す。

アメリカのパッシブハウス基準を満たすために、外皮および開口部の平均熱貫流率は非常に高い値を示している。

床面積：151.53m<sup>2</sup>

正味容積：375.66m<sup>3</sup>

外被総面積：559.25m<sup>2</sup>

外被平均熱貫流率：0.120755W/m<sup>2</sup>k

開口部平均熱貫流率:0.891746W/m<sup>2</sup>k

## 5. 空調の有無による室温、湿度への影響

空調ありの場合となしの場合との 1 年間の室温、絶対湿度を比較したものを Figure.1, Figure2 に示す。冷房は 25℃以上、暖房は 20℃以下の日に運転するものとする、一見して分かるように、ほとんどの日で空調が入ることになり、いかに空調によって快適性が保たれているかがわかる。冬期には加湿され、夏期には除湿されていることが確認される。

## 6. 気候による空調負荷への影響

気候の違いが建物にどのような影響を及ぼすのかを検討するため、計算対象となる住宅の建設予定地である千葉県銚子市にて、2015 年に観測されたアメダスデータを

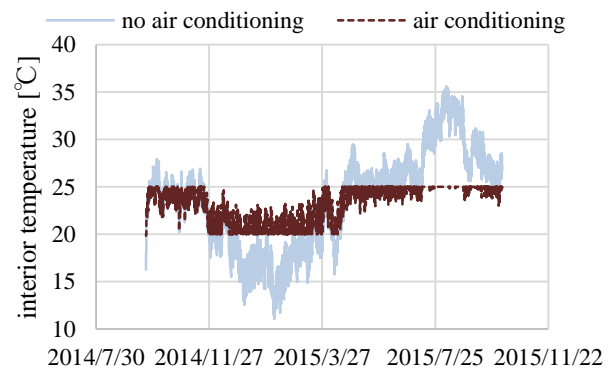


Figure.2 Temporal Profiles of Indoor Air Temperatures

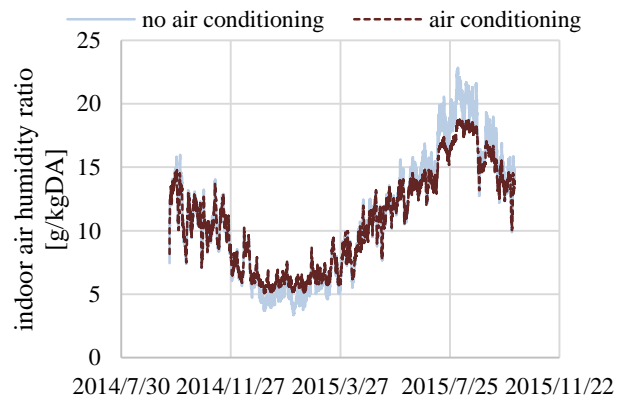


Figure.3 Temporal Profiles of Indoor Air Humidity Ratios

もとに作成した気候データを用いたシミュレーションと、WUFI Plus に搭載されているス東京の拡張アメダス気候データを用いたシミュレーションを行い、その結果を比較・検討した。東京、銚子は日本の区分ではIVb 地域で、アメリカの IECC の区分でも 3A であるが、PHIUS 基準では同じ 3A 地域であっても、場所によって基準値が変動し、より適切なローカルな基準値を満たすことが求められる。(IECC の気候地域区分の定義の一部については Table.1 で示す。) また、顕熱回収換気装置(HRV)を導入する際にナイトパージの設定が必要かどうかを検討するため、それぞれナイトパージあり(w NP)となし(w/o NP)の2パターンのシミュレートを行った。Figure.4 にそれぞれの年間冷暖房負荷のシミュレート結果を、Figure.5 にそれぞれの年間除加湿負荷のシミュレート結果を示す。結果としては、それぞれの気候でナイトパージありの場合は冷房負荷が抑制されることがわかった。特に東京では暖房負荷が増えることになるものの、全体としての負荷はわずかに軽減されている。よって、ナイトパージは夜間の冷房負荷に対して効果的な方法であるといえるので、後に続くシミュレートもナイトパージありの条件で

比較していくこととする。

Table.1 The Definition of Climate Zone 3 in IECC 2015

3	A	$2500 < \text{CDD}_{10^{\circ}\text{C}} < 3500$
	B	
	C	$\text{CDD}_{10^{\circ}\text{C}} \leq 2500$ かつ $\text{HDD}_{18^{\circ}\text{C}} \leq 2000$

海洋性気候(C) : a~d をすべてみたとす。

- $-3^{\circ}\text{C} < [\text{最寒月の平均気温}] < 18^{\circ}\text{C}$
- $[\text{最暖月の平均気温}] < 22^{\circ}\text{C}$
- 少なくとも4カ月以上平均気温が  $10^{\circ}\text{C}$  以上
- 夏に乾季がある。冬季の降水量が最大の月のそれが冬季以外の期間の降水量の少なくとも3倍以上。

乾燥気候(B) :

C 気候にあてはまらない、かつ  $P < 2.0 \times (T + 7)$  をみたとす。

P=年間降水量(cm) T=年間平均気温( $^{\circ}\text{C}$ )

湿潤気候(A) : C,B どちらにもあてはまらないもの。

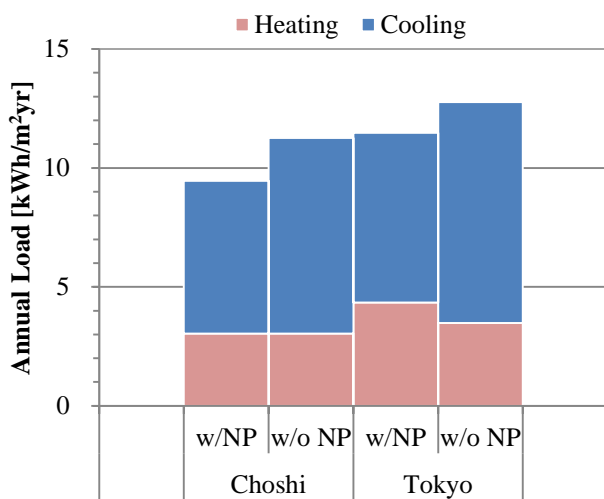


Figure.4 Accumulated Heating and Cooling Loads for Two Cities

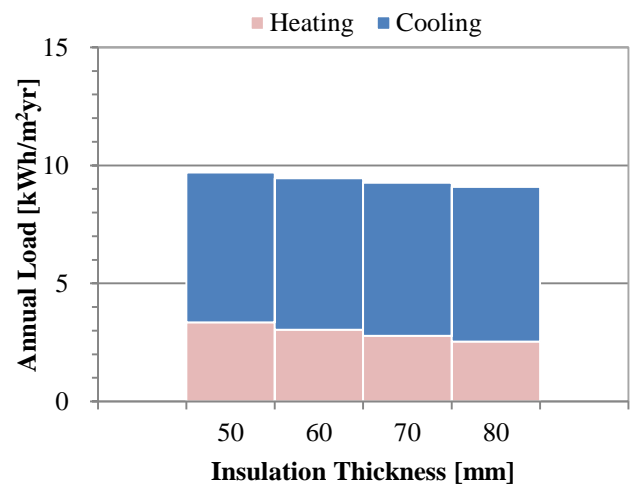


Figure.6 Accumulated Heating and Cooling Loads for Various

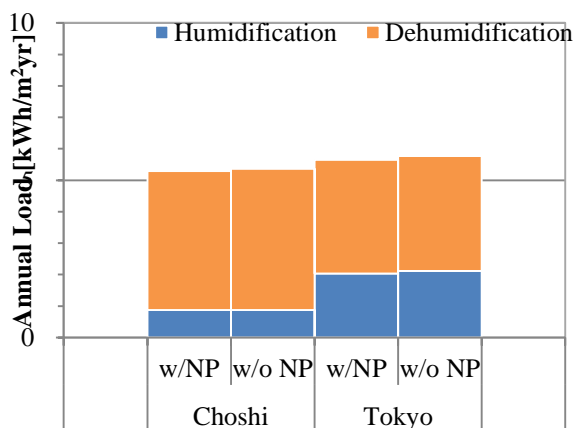


Figure.5 Accumulated Latent Heat Loads for Two Cities

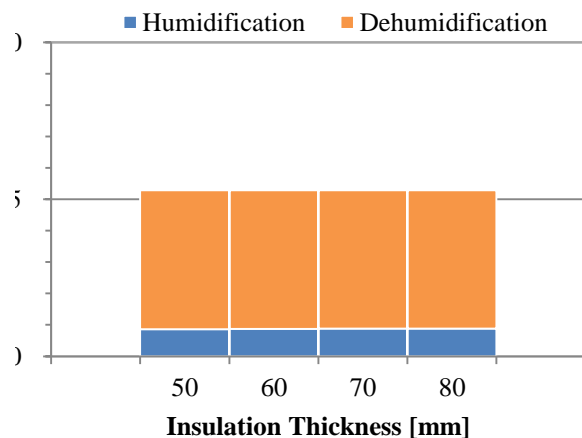


Figure.7 Accumulated Latent Heat Loads for Various C. I.

## 7. 連続断熱層の厚さによる建物への影響

計算対象住宅は連続断熱層として Phenolic Form(PF)を 60mm 入れる予定であるが、その断熱厚を増減させた場合の建物への影響を検討するため、Phenolic Form を 50, 60, 70, 80mm とした場合のシミュレーションを行った。

Phenolic Form の厚みを 10mm ずつ増していくと暖房負荷は低減されるものの、冷房負荷は微増する。冷暖房の積算値でみると、負荷が軽減されているのは確かであるが、断熱材の厚みによるコスト等を考慮した場合、ただ厚みを増すことがよいとは一概には言えない。

Phenoric Form の厚みが 60mm と 80mm の時で、空調負荷の分布を比較してみると、暖房、冷房ともに分散しており最大負荷に合わせた高性能の空調設備を導入してしまうと無駄が多くなってしまう。その点は断熱材の厚みでは改善することは難しいことが分かった。また、やはり大きな変化はないが、冷房負荷の増加分よりも、暖房負荷の削減分のほうが大きいいため、グラフは左にスライドしている。

Figure.8 は構造用合板(Plywood)の含水率を Phenoric Form の厚みごとに示している。比較してみると、数十mm の断熱材の厚みの変動には、ほとんど影響を受けないことが確認された。また、いずれも  $65\text{kg/m}^3$  以下に収まっておりカビの発生、繁殖の恐れもないといえる。

## 8. まとめ

計画中の住宅の熱・湿気性能を、ボランティア基準であるが高性能な PHIUS+ 2015 基準を満たす外皮構成を設定し、WUFIPlus 3.0 を使って数値予測した。超高断熱・高气密冷房負荷が大きくなってしまいう課題を、WUFI を使って条件を少しずつ変えながら検討していくことで、この住宅に限らず、ナイトページが効果的であることが確認された。また、Phenoric Form の厚みを 1 cm 刻みで検討することで、厚みが増すごとに空調負荷も全体としては省エネの方向に向かうこともわかった。しかし、外張り断熱材の厚みを増加に対する収まりや高性能な空調・換気設備の導入による初期コストの増大など、施工までに解決すべき問題も、いくつか残されている。

### 謝 辞

本プロジェクトで使用する建築部材や設計図書等の情報提供と共に、有益な助言を戴いた関係各位に深く感謝申し上げます。

### 参 考 文 献

- 1) ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007
- 2) G. Wright (PHIUS), K. Klingenberg (PHIUS), Betsy Pettit, FAIA, "Climate-Specific Passive Building Standards", Building America Report - 1405, Building Science Press, July 2015

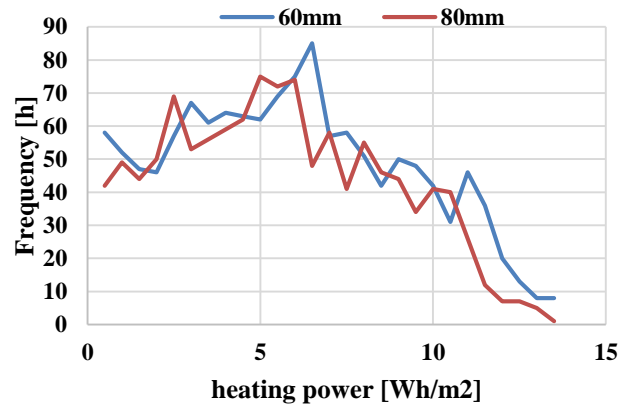


Figure.8 Frequency Distribution of Heating Load

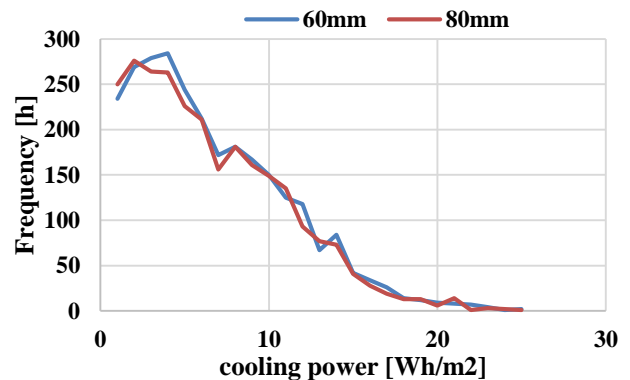


Figure.9 Frequency Distribution of Cooling Load

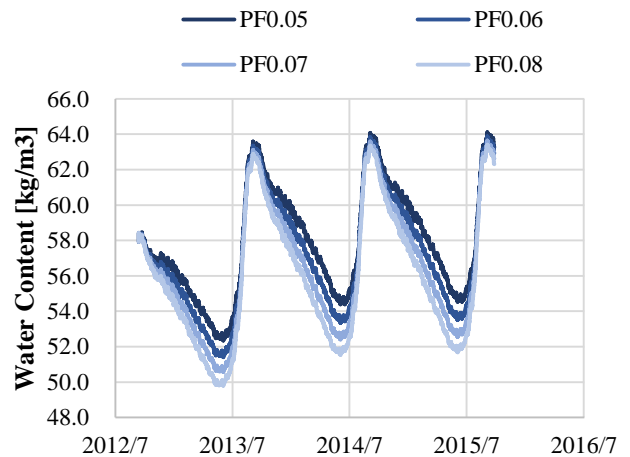


Figure.10 Temporal Profiles of Plywood Water Content



# 立型放射冷暖房パネルを用いた高断熱住宅の室内熱環境評価 Evaluation of the Indoor Environment of the High Insulation House using the Vertical-Type Radiation Panel

○李 明香（立命館大学） 尾崎 明仁（九州大学） 近本 智行（立命館大学）  
千葉 陽輔（旭化成ホームズ） 大石 匡（旭化成ホームズ） 平田 紗彩（九州大学）  
Myonghyang LEE \*<sup>1</sup> Akihito OZAKI \*<sup>2</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO \*<sup>1</sup>  
Yosuke CHIBA \*<sup>3</sup> Tadasu OHISHI \*<sup>3</sup> Saaya HIRATA \*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University, \*<sup>2</sup> Kyushu University, \*<sup>3</sup> Asahi Kasei Homes Corporation

The air conditioning method is the main way to heating and cooling of the indoor air by using the air-conditioning equipment. However, this method is concerned problems such as discomfort by wind having directivity, unevenness of temperature and noise. In this study, a test house that introduced the vertical-type radiation panel is measured. Also, the features of heat transfer model to radiation panel calculation is explained, and the accuracy of the calculation is verified by comparison with the monitoring results. Furthermore, the effect of the radiation panel performance and the building performance are clarified by the parametric analysis.

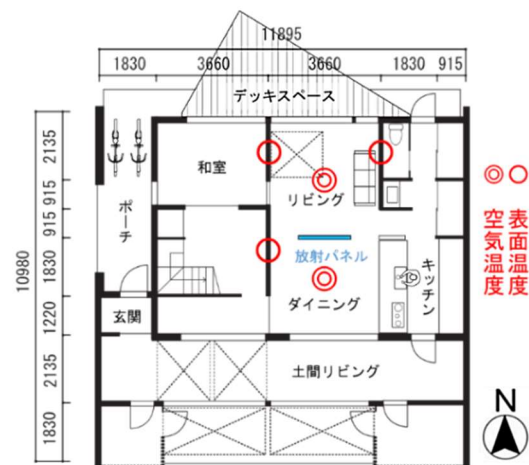
## 1. はじめに

現在わが国の空調方式は、エアコンなどの空気調和設備を用いて室内空気を加熱・冷却する方式が主流である。しかし、この方式では指向性のある風による不快感をはじめ、温度のムラや騒音が発生するといった問題も報告されている<sup>文1)</sup>。放射冷暖房はこれらの快適性を損ねる問題を解決し、また同時に、低質熱源で冷暖房が可能であることから、省エネルギー効果も期待できる空調方式である。そこで本研究では、立型放射パネルを導入した実験住宅について夏季の冷房実験により、室内熱環境を把握する。また、放射パネル計算に必要な伝熱モデルを整理し、計算値と実測値を比較することで計算精度を確認する。さらに、放射パネルの性能と面積、建物性能が室内温度に及ぼす影響について検証する。

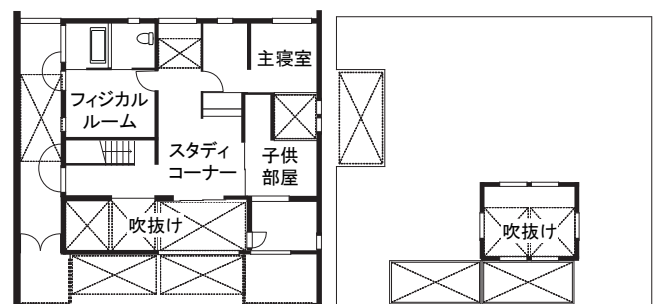
## 2. 放射パネルによる室内温度の実測調査

### 2.1 建物および放射パネルの概要

実験対象住宅は、静岡県富士市に建てられた、延べ床面積 172.87m<sup>2</sup> の鉄骨造 3 階建ての住宅である。図 1 に建物の平面図、温度の測定箇所と放射パネルの設置位置を示す。放射パネルはルーバー状（タテ型）の立型放射パネルであり、1 階のリビング・ダイニング間に 2 枚設置されている。放射パネルの大きさは幅 898mm、高さ 2,441mm、奥行 150mm であり、面積は隙間も含めて 1 枚当たり 2.19m<sup>2</sup> である。表 1 にヒートポンプの機器仕様、表 2 に躯体構成を示す。実験住宅の熱損失係数（Q 値）は 1.9 W/(m<sup>2</sup>・K) であり、次世代省エネルギー基準において 4 地域に区分される静岡県富士市の基準を上回る高断熱住宅である。



(1) First floor



(2) Second floor

(3) Third floor

Fig.1 Floor plan

Table 1 Equipment specification of the heat pump

冷却能力	[kW]	3.0
消費電力	[kW]	1.2
エネルギー消費効率	[-]	2.5
水温生成範囲	[°C]	7~25
許容システム水量	[L]	30

Table 2 The building configuration

要素	材料	厚み [mm]	要素	材料	厚み [mm]
基礎	ポリスチレンフォーム	80	土間床	モルタル	20
	コンクリート	160		フェノールフォーム	65
外壁	石膏ボード	12	床	ALC	100
	空気層	27		フローリング	13
	合板	12		合板	12
	フェノールフォーム	75		モルタル	20
	ALC	75		ALC	100
内壁	石膏ボード	12	屋根	フェノールフォーム	65
	空気層	100		ポリスチレンフォーム	25
	石膏ボード	12		塩化ビニル防水シート	2

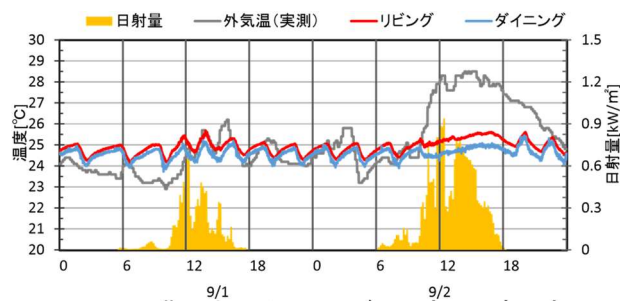


Fig.2 Indoor temperature

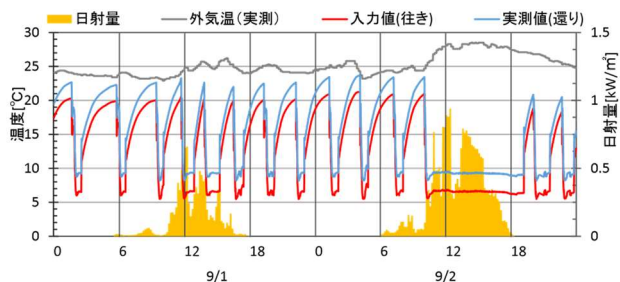


Fig.3 Water temperature in the radiation panel

## 2.2 実測内容および条件

2015年9月1日～9月2日の2日間において、外気温および各室温と主要室の壁体表面温度、放射パネルの往き・還り管内水温、パネル表面温度を測定した。放射冷房の設定温度は26℃であり、終日運転とした。また、実測期間中の人の出入りはない。

## 2.3 実測結果

図2に、リビング・ダイニングの室温の実測結果を示す。リビング・ダイニングの室温は空調稼働時に25℃～26℃付近を推移している。実測期間は9月であり、外気温の上昇がみられず、特に日射量が小さい9月1日では発停を繰り返している。

図3に、往き・還り管内水温を示す。稼働時の給水温度は7℃であり、日射量が増加し外気温度が上昇している9月2日の日中においては冷水が継続して供給されている。また、還り管内水温は約9℃であり、往きと還りの温度差が約2℃であることから、室内側へ放熱(冷却)されていることがわかる。

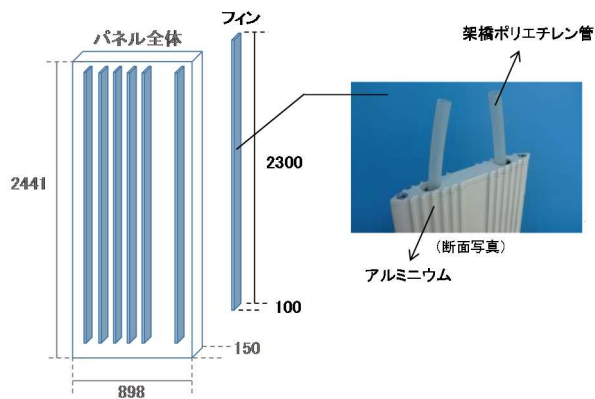


Fig.4 Scheme of the radiation panel

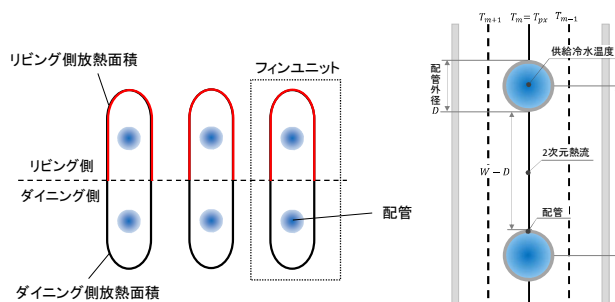


Fig.5 Heat radiation area

Fig.6 Inner structure

## 3. 放射パネルを用いた建物全体の数値計算

### 3.1 放射パネルの計算方法

建物の熱環境解析には THERB for HAM<sup>文2)</sup> を使用し、放射パネルの計算に係るアルゴリズムを追加した。THERB for HAM は、建築における熱・水分・空気移動を、伝導・対流・放射の成分別に建築物理に則り詳細に計算するソフトであり、建築仕様、ライフスタイル(室内発熱・発湿を含む)に応じて室内の熱環境や熱負荷を予測できる。気象条件、建築モデル、生活スケジュールを入力条件として、建築温湿度および時刻別・期間別の熱負荷が計算される。

図4に放射冷却パネルの模式図(左:パネルの全体図, 右:パネルの冷却面(フィン)と配管の写真), 図5にリビング/ダイニングへの放熱面積を示す。パネル1枚当たりのフィンは、50mmの間隔で16枚配置されている。1枚のフィンユニットには往き管と還り管の2本の配管がある。本計算では、パネル面の温度変化過程における対流熱伝達率の時変性と、放射熱伝達率の非線形性および多重反射について詳細に考慮しており、放射パネルの全表面積の半分以上が冷房対象各室に対流と放射により熱伝達する面積であると仮定して計算している。

放射空調稼働直後の対流熱伝達率は、表面温度の下降(上昇)に伴い発達し、定常状態に近づくにつれその変化は小さくなる。自然対流熱伝達率は、内表面に対しては水平面と鉛直面に分けてそれぞれ無次元整理式から計算される。なお、THERB では放射パネル面のみならず建築各部位(内外表面と空気層の各部位)に対して強制対流と自然対流のそれぞれについて対流熱伝達率を計算

している<sup>文3)</sup>。また、放射空調の運転開始直後には室内表面温度と空気温度の差が増大するため、従来計算のように空気温度基準の放射熱伝達率を導き対流熱伝達率を重畳した総合熱伝達率を用いては実現象を予測することは困難である。本計算では Gebhart の吸収係数<sup>文4)</sup>を使用した室内表面間の相互放射熱授受の計算方法を用いている。

図6に、放射パネルの内部構成（断面図）を示す。フィンユニットの配管と配管の間は2次元の熱移動があるため、フィン効率を使用して2次元熱流を計算している。フィン効率を採用した従来の計算手法では、配管表面温度を仮想的な値として、配管内温水部分と配管部分の熱収支を無視している。THERB では、配管部分と配管内温水をそれぞれ熱収支部位と仮定して計算し、熱・水分伝導の基礎式にフィン効率を導入している。つまり、供給冷温水の熱量は、パネルの熱収支に供給冷温水層の基礎方程式を加味し、供給冷温水からピッチ部分までの熱平衡式にフィン効率を導入することにより補正して計算している。

### 3.2 計算値と実測値の比較

表3に、計算条件を示す。計算期間は実測した2015年9月1日～2日の2日間である。実験条件を再現するために、外界気象条件は1時間毎の測定値、冷水の給水温度と流速は1分毎の測定値を入力している。実験時は人の出入りがなく24時間換気を停止していたことから、換気なしの条件とした。また、放射パネルのあり/なしでそれぞれ収支点を分割して計算している。

図7に、ダイニングの室温と放射パネル還り管内水温、パネル表面温度、日積算冷房負荷を示す。室内温度および冷水還り管内水温、パネル表面温度ともに計算値は概ね実測値の傾向を捕捉している。ただし、冷房停止時の還り管内水温の計算値は実測値より温度上昇している。これは、フィンユニット間の相互放射を考慮しておらず、実際の現象より室温の影響を受けやすくなったためである。また、日別の積算冷房負荷は実測値と計算値を比較するとほとんど一致している。

## 4. 放射パネルおよび建物性能による温度特性

### 4.1 計算条件

表4に計算条件、表5と表6に放射パネルおよび建物性能の検討項目を示す。また、図8に、静岡市の気象条件（標準年）を示す。実測建物を対象に、冷水制御方法、給水温度、パネル面積、建物性能を変更した場合の温度特性について把握する。放射パネルの検討項目は、冷水の制御条件（Case 1：自然状態、Case 2：終日運転、Case 3：26℃制御）、冷水温度（Case 3：12℃、Case 4：7℃）、パネル枚数（Case 3：2枚、Case 5：1枚、Case 6：3枚）とした。建物性能の検討項目は、Case 3の放射パネル性能および実測住宅の建物性能（標準仕様）を基準とし

Table 3 Calculation outline

計算期間	2015年9月1日～9月2日
気象条件	1時間毎の測定値
空調条件	室温 26℃
換気量	なし
給水温度	
供給冷水の流速	1分毎の測定値

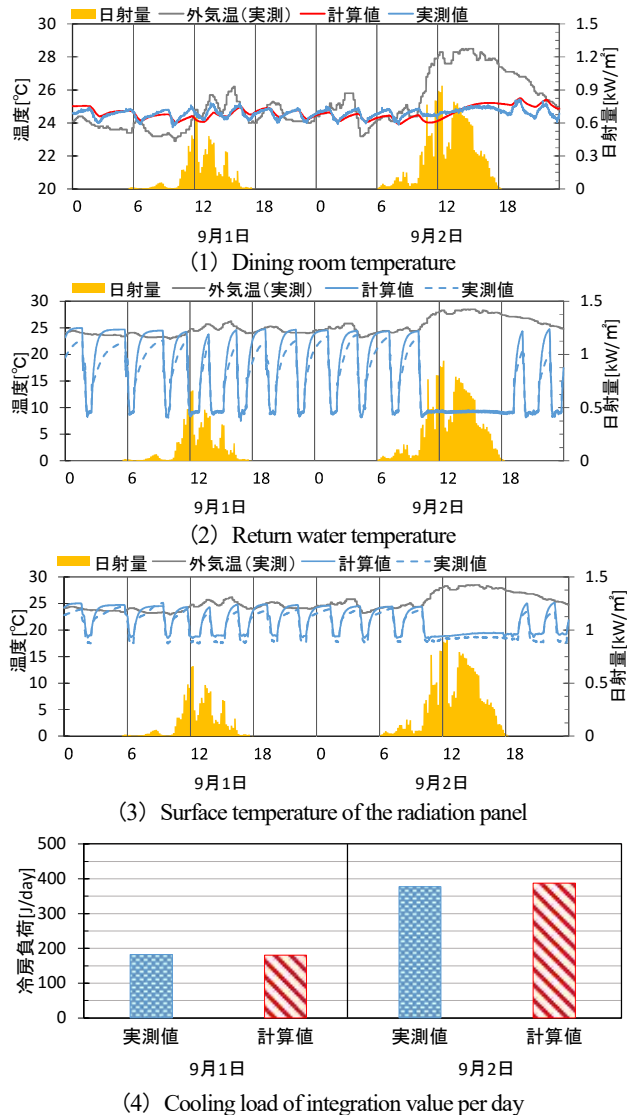


Fig.7 Comparison of calculation value and monitoring value

て、外壁と窓の断熱性能を低下させた場合（Case 7）、窓の断熱性能のみ低下させた場合（Case 8）、窓の内外にブラインドを設置した場合（Case 9, Case 10）とした。なお、供給冷水の流量は6 L/minとしている。

### 4.2 放射パネルの影響

図9に、制御方法および冷水温度とパネル枚数を変更した場合のリビング室温の3日間の変化および空調時のリビング室温の頻度分布（7月1日～9月30日）を示す。自然状態（Case 1）は、26.5℃～27.9℃の範囲を推移している。また、終日運転（Case 6）は放射パネルの冷却能力により自然状態（Case 1）に比べて約1.5℃低い温度で同様に変動している。

室温を26℃に制御した場合は、パネル枚数（面積）



Table 4 Calculation condition

計算期間	2015年7月1日～9月30日
気象条件	拡張アメダス気象データ（静岡市）
換気量	なし
供給冷水の流量	6 L/min
計算助走期間	5日間

Table 5 Examination item of the radiation panel

	空調制御方法	給水温度	パネル設置枚数
Case 1	なし	-	-
Case 2	終日	12℃	2枚
Case 3	室温 26℃以上で 冷水 ON	7℃	2枚
Case 4		7℃	2枚
Case 5		12℃	1枚
Case 6		12℃	3枚

Table 6 Examination item of the building performance

	外壁	窓ガラス	ブラインド
Case 7	GW16K 100mm	複層ガラス	なし
Case 8	標準仕様		
Case 10		標準仕様	内
Case 11			外

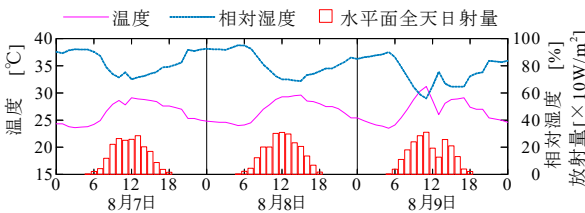


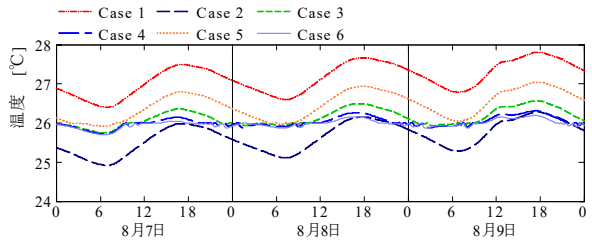
Fig.8 Weather data of Shizuoka

の影響が大きく、空調稼働時のリビング室温分布は1枚の場合 (Case 5) では 28℃まで出現している (図 9 (2))。冷水温度を比較すると、12℃ (Case 3) と 7℃ (Case 4) の空調稼働時の室温差の最大値は 0.4℃程度であり、大きな差は見られなかった。したがって、放射冷房では面積が確保されれば低質熱源でも十分な冷却能力を有すると考えられる。

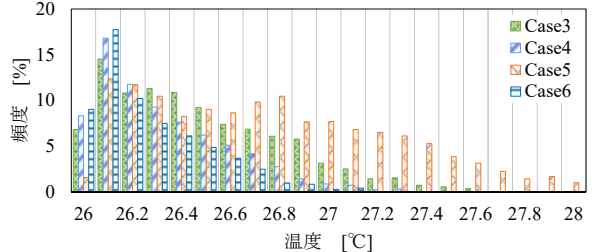
4.3 建物性能の影響

図 10 (1) に、外壁と窓性能の変更および内外ブラインドによるリビング室温の3日間の変化を示す。外壁と窓性能を低下させた場合 (Case 7, Case 8) は、外気負荷の影響により空調時にも温度が上昇している。また、Case 7 と Case 8 の室温の推移は同程度となり、外壁より窓性能の影響が大きい。ブラインドを設置した場合 (Case 9, Case 10) の空調稼働時の温度変動は小さく、特に外ブラインド (Case 10) することで、日射熱を遮蔽し効率よく放射冷房している。

図 10 (2) に、夏季 (7月～9月) の積算冷房負荷を示す。外壁と窓性能による影響は少なく、ブラインドを設置した Case 9 と Case 10 の負荷は Case 3 に比べてそれぞれ 189MJ, 198MJ 低減した。本実験棟はリビングの外壁の約 8 割が窓であるため、断熱より遮熱の影響が大きくなったと考えられる。

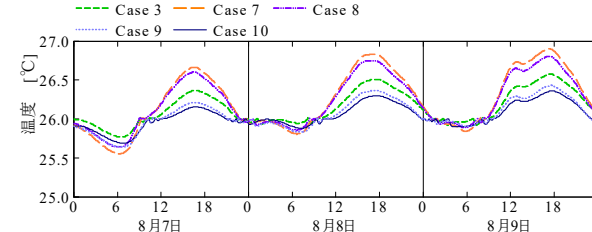


(1) Living room temperature

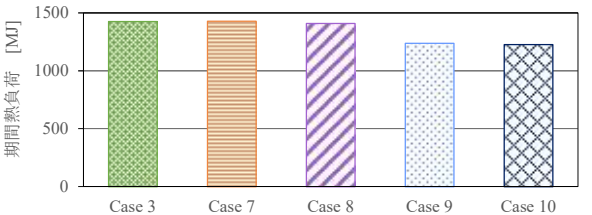


(2) Frequency distribution of living room temperature during operation of the radiation panel

Fig.9 Effect of the radiation panel



(1) Living room temperature



(2) Cooling load (July to Sep.)

Fig.10 Effect of the Building performance

5. むすび

本研究では、立型放射パネルを導入した実験住宅の実測を行った。また、放射パネル計算に必要な伝熱理論 (対流熱伝達率の時変性、室内表面間の相互放射、配管間の 2 次元熱移動) について整理し、室温、表面温度、冷房負荷の計算値と実測値を比較して計算精度を確認した。さらに、放射パネルの運転制御方法および冷水温度、パネル枚数、建物の断熱遮熱性能を変更した場合の温度特性について検証し、放射パネル冷房は低質熱源でも十分な能力が発揮できること、本実験棟は窓からの日射熱を遮蔽することで効率が向上することなどを明らかにした。

参考文献

文1) 渡辺充敏, 他4名: 集合住宅における騒音の評価に関する実験的検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.105-106, 2004  
文2) 尾崎明仁: 熱・水分・空気連成を考慮した建築の温湿度・熱負荷計算, Technical Papers of Annual Meeting of IBPSA-Japan, pp.19-26, 2005  
文3) 尾崎明仁, 渡邊俊行, 他: 建築外表面の熱・水分伝達に関する実験的研究—風洞実験による水平試料上面の熱・水分伝達について, 日本建築学会計画系論文報告集 第407号, pp.11-25, 1990.1  
文4) Gebhart, B.: A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions, Vol.65, 1959



シーリングファンの簡易空調設計に関する研究  
 (その3) シーリングファンの設置間隔及び壁面までの距離が風速分布に及ぼす影響  
**Simplified Design Method of Air-conditioning using Ceiling Fan in Room**  
**(Part3) Effect of Installation Interval and Distance from Wall on Velocity Distribution**

○花川 拓 (大阪大学)      桃井 良尚 (大阪大学)  
 相良 和伸 (大阪大学)      山中 俊夫 (大阪大学)  
 甲谷 寿史 (大阪大学)

Taku HANAKAWA<sup>\*1</sup> Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup>  
 Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka University

The purpose of this study is to simplify the design method of the air-conditioning system using ceiling fans by airflow pattern data of CFD simulation. There are two purposes in this paper. One is to discuss the effect of the installation interval between ceiling fans on the velocity distribution. The other is to clarify the velocity distribution corresponding to the distance between the ceiling fan and the wall. This paper shows that CFD simulation is conducted and these studies are discussed.

## 1. はじめに

近年、室内温熱環境改善効果や省エネルギー効果などを目的として、シーリングファン（以下、CF とする）を利用する事例<sup>1)</sup>が見られる。既報<sup>2)</sup>では、エアコンとCFを併用した際の設計手法の確立を目的とし、CFDを用いてエアコンとCFの位置関係が空間の気流及び温熱環境に与える影響について検討を行ったが、室のパラメータを変化させた際の検討は十分でない。そこで、本研究では、室容積や風量といったパラメータを変化させた時のCFによる室内気流性状を把握し、その気流性状のデータを用いて空調設計を簡易化することを目的としている。本報では、中間期を想定した等温場において、室に均等にCFが設置された際のCFの設置間隔をパラメータとし、設置間隔が気流分布に及ぼす影響についての検討（以下、設置間隔検討と記す）を行った。そして、それらの設置間隔においてCFの風量をパラメータとして解析を行い、風量が気流分布に及ぼす影響についての検討（以下、風量検討と記す）を行った。また、壁面付近にCFが設置されている場合を想定し、壁面とCFとの距離をパラメータとした解析を行い、壁面付近でのCFの気流性状についての検討（以下、壁面距離検討と記す）を行った。

## 2. 解析概要

### 2.1 解析対象

Fig. 1 に解析空間 ( $D_i$ : CF の設置間隔、 $D_w$ : 壁面とCFの距離)を示す。CFの設置位置は天井面から250mm(風速等の入力値を与える仮想面を450mm)の高さとした。Table 1、Table 2 に、解析ケースと解析空間の大きさ及

びCFの回転数、メッシュ解像度を示す。解析空間のメッシュは、水平方向には50mm、高さ方向には100mmの等間隔メッシュとした。設置間隔検討を目的としてCase 2、Case 5、Case 8を比較し、風量検討を目的としてCase 1～Case 3、Case 4～Case 6、Case 7～Case 9を比較する。また、壁面距離検討を目的として、Case 10～Case 12を比較する。壁面距離検討の結果の比較に関しては、Fig. 1における破線部の空間内の結果を用いる。

### 2.2 CFD 解析に入力するCF 気流モデルの概要

室のパラメータを変化させCFによる室内気流の特性を把握するためにはCFD解析による検討が有効であると考えられるが、CF気流の数値解析を行うには、形状が複雑な回転体として取り扱う必要があり、計算負荷が大きくなる。そこで、CF気流のCFD解析を行うに際し、CFの設置高さから下方に200mmの位置に仮

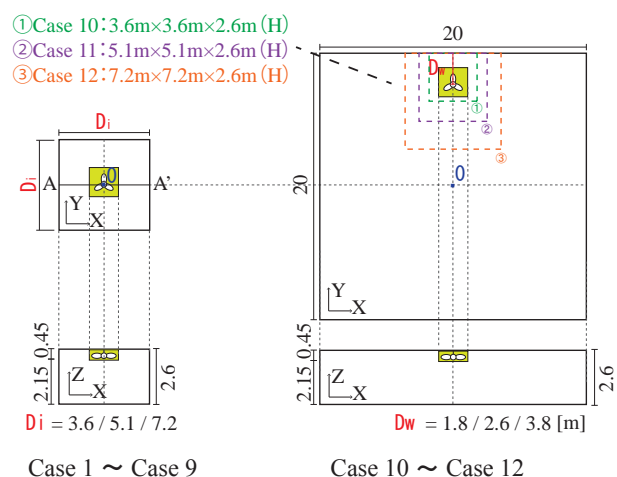


Fig. 1 Calculation Domain (X-Y Plan and X-Z Section)

Table 1 Analysis Case (Case1 - Case9)

	Room size [m]	Speed of rotation [rpm]	Number of mesh [-]
Case1	3.6×3.6×2.6	80	228,096
Case2		160	
Case3		320	
Case4	5.1×5.1×2.6	80	457,776
Case5		160	
Case6		320	
Case7	7.2×7.2×2.6	80	912,384
Case8		160	
Case9		320	

Table 2 Analysis Case (Case10 - Case12)

	Room size [m]	distance from the wall [m]	Speed of rotation [rpm]	Number of mesh [-]
Case10	20×20×2.6	1.8	160	4,160,000
Case11		2.5		
Case12		3.6		

想平面を設定し、その面における各方向の平均風速及び乱流統計量の測定値を与え、固定する天井扇気流モデル<sup>3)</sup>を用いた。既報<sup>3)</sup>では、φ1300mmのCFを対象としたが、本報では、既報<sup>4)</sup>で測定を行ったφ1100mmのCFを対象に、測定データから一辺が1200mmのCF気流モデルの入力値を作成した。なお、Fig. 2に示すCF気流モデルは回転数160rpmでの測定値を用いており、80rpm、320rpmの条件に関しては、乱流強度と乱流の長さスケールが等しいと仮定し、式(1)及び式(2)を用いて乱流エネルギー $k$ と乱流エネルギー散逸率 $\varepsilon$ を算出した。

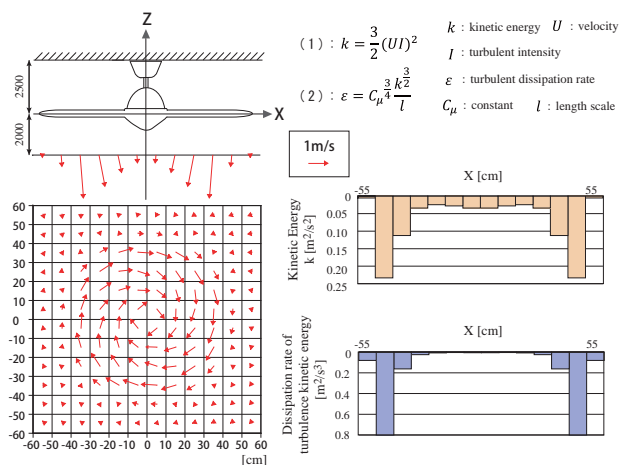


Fig. 2 CF airflow model  
(F-M111W-W, φ1100mm, 160rpm)

## 2.3 解析条件

Table 3に、解析条件を示す。乱流モデルとして標準 $k-\varepsilon$ モデルを用い、等温場での定常解析を行った。壁面処理に関しては、Case 1～Case 9は天井面・床面を改良型壁処理 (EWT)、壁面を対称面扱いとしている。また、Case 10～Case 12は天井面・床面・壁面すべて改良型壁処理 (EWT) とした。

Table 3 CFD Condition

CFD Code	FLUENT16
Turbulence Model	Standard $k-\varepsilon$ Model
Convection discretization scheme	QUICK
Algorithm	Steady State (SIMPLE)
Temperature Condition	Isothermal

## 2.4 CFの運転モード

Table 4に、CFの運転条件を示す。CFの気流方向は夏期・中間期を想定し下向きとし、回転数は80rpm (ソフト運転・弱運転・強運転のうちのソフト運転に相当する)、160rpm (弱運転に相当する)、320rpm (強運転が260rpmであるため、強運転よりも強風) とした。

Table 4 Condition of CF

Airflow direction	Downward flow		
Speed of rotation [rpm]	80	160	320

## 3. 解析結果

Fig. 3に、Case 1～Case 3における鉛直断面での基準化風速分布及び居住域高さ $Z = 600, 1100, 1600\text{mm}$ での $Z$ 方向風速分布を示す。なお、基準化風速に関しては、CF気流モデルに入力した風速の平均値を用いて基準化した。

Fig. 4に、Case 5、Case 8における鉛直断面での基準化風速分布及び居住域高さ $Z = 1100\text{mm}$ での $Z$ 方向風速分布を示す。なお、基準化風速に関しては、Fig. 3と同様に、CF気流モデルに入力した風速の平均値を用いて基準化した。

Fig. 5に、Case 2、Case 5、Case 8における居住域高さ $Z = 1100\text{mm}$ での風速スカラーの度数分布及びSET\*の度数分布を示す。夏期・中間期を想定し、着衣量は0.6clo、代謝量は1.2metとし、空気温度と平均放射温度を $28^\circ\text{C}$ 、相対湿度を50%とした。これらの条件において風速を0 m/sとして計算を行った際のSET\*は $28.9^\circ\text{C}$ であった。

Table 5に、Case 1～Case 9における居住域高さ $Z = 1100\text{mm}$ での上向き気流の面積割合及び上向き気流の風量を示す。

Fig. 7に、Case 10～Case 12における鉛直断面、居住域高さ $Z = 1100\text{mm}$  (厳密には対称にはならないが、 $X \leq 0$ の領域のみ示す) での風速スカラー分布を示す。

### 3.1 風量検討

Fig. 3、Table 5の結果から、Case 1～Case 3の比較を行う。Fig. 3における $X = 0$ 断面の風速分布より、風速スカラーをCF気流モデルに入力した風速の平均値を用いて基準化することにより、入力風量の異なる3条件とも概ね等しい分布を得られた。また、居住域高さ $Z = 600, 1100, 1600\text{mm}$ での $Z$ 方向風速分布に関しても、上下風速の値は異なるものの回転数に比例しており、

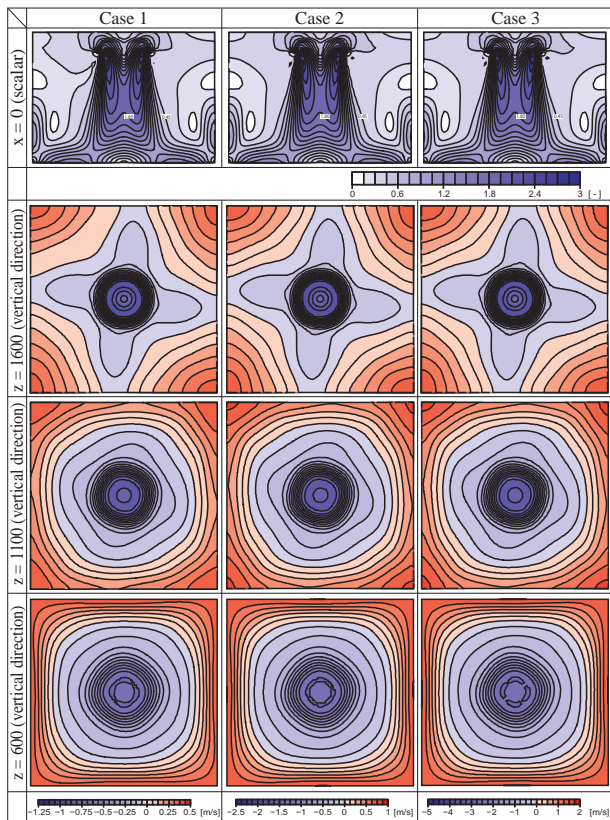


Fig. 3 Velocity Distribution (Case 1 ~ 3)

分布としては概ね等しい結果を得た。Table 5 より、上向き気流の面積割合に関しては、風量の増加に伴い若干減少する傾向が見られるが、風量2倍で0.4%、風量4倍でも6%程度の減少であり、上向き気流の面積割合は風量を変化させたとしても大きな変化はないと言える。上向き気流の風量に関しては、CF 気流モデルに入力した入力風量に比例している。また、風速分布に関しては本報では結果を示していないが、Case 4 ~ Case 6、Case 7 ~ Case 9 に関しても同様の傾向が見られた。これらの結果から、室形が等しい場合、風量を変化させた際の風速の居住域水平分布、鉛直分布は1条件の結果から推測することが可能であると考えられる。

### 3.2 設置間隔検討

Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5, Table 5 の結果から、Case 2、Case 5、Case 8 の比較を行う。X=0 断面のコンター図より、CF 直下での風速分布は変わらないものの、主流域以外の領域に関しては設置間隔の増加に伴って低風速の領域が拡大している。また、居住域高さ Z=600, 1100, 1600mm での Z 方向風速分布に関しては、X=0 断面のコンター図同様、CF 直下での下向き風速の分布は概ね等しい。主流域以外の下向き気流の領域に関しては、設置間隔の増加に伴って低風速の領域が拡大している。また、上向き気流の領域に関しては、設置間隔の増加に伴って最大風速が減少する傾向にあり、Case 2 では0.75m/s 以上の領域が存在するのに対し、Case 8 では最大でも0.5m/s に満たない。Table 5 より、上向き気流の面積割合に関しては、設置間隔の増加に伴って減少す

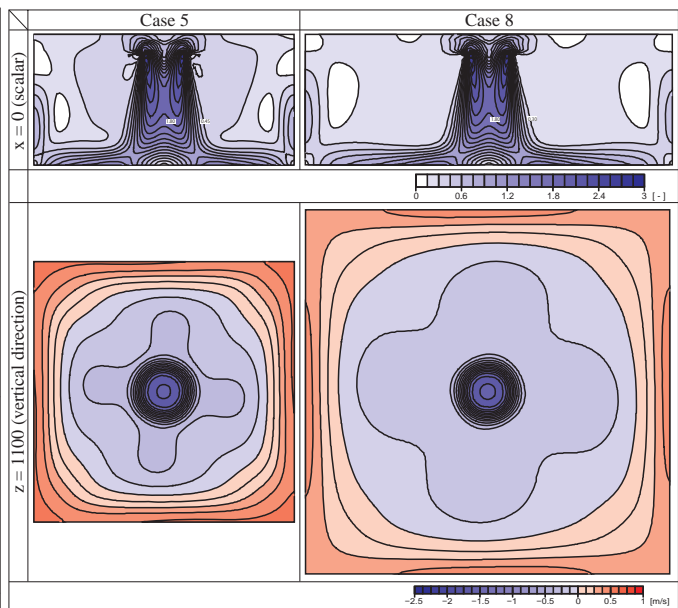


Fig. 4 Velocity Distribution (Case 5, 8)

る傾向にあり、設置間隔を2倍とすると面積割合は約9%減少する。これは、上向き気流は対称面に衝突することでしか生じないため、設置間隔が大きくなるとCF から対称面までの距離が長くなり、それに伴って下向き気流の領域の占める割合が増加するからであると考えられる。上向き気流の風量に関しては、設置間隔と比例の関係にあるという可能性が考えられる。

次に、Z=1100 mm における風速及び SET\* の度数分布からドラフト及び気流による冷却効果について考察する。風速スカラーの度数分布に関しては、最大風速は3条件とも等しい。これは、CF 気流モデルに入力した風速によるものと思われる。平均風速は、設置間隔の増加に伴い減少し、CF1 台あたりの専有容積が2倍、4倍と大きくなるに伴い0.1m/s ずつ減少している。最少風速はCase 2 においては0.12m/s あるものの、Case 5 においては25%の0.3m/s、Case 8 においては0.002m/s とほぼ無風の状態の領域が存在する。SET\* の度数分布に関しては、最小値はCF 気流モデルに入力した風速に対応しており、3条件とも等しい。平均値に関しては、Case 2 においては風速0m/s の条件と比較して1.32℃低下しているが、Case 5 においては0.9℃、Case 8 においては0.38℃と、冷却効果が著しく低下していることがわかる。

### 3.3 壁面距離検討

Fig. 6 より、壁面の影響のみを受ける Case 10 ~ Case 12 では、Fig. 3 の X=0 断面のコンター図と比較すると壁面付近の上向き気流がより高い位置まで上昇していることがわかる。この原因として、Fig. 3 における居住域高さ Z=600, 1100, 1600mm での Z 方向風速分布より、対称面に囲まれている条件では高さが高くなるに伴い対象領域の隅角部に気流が集中し、高風速領域が発生しやすくなるのに対し、Case 10 ~ Case 12 はCF 気流の



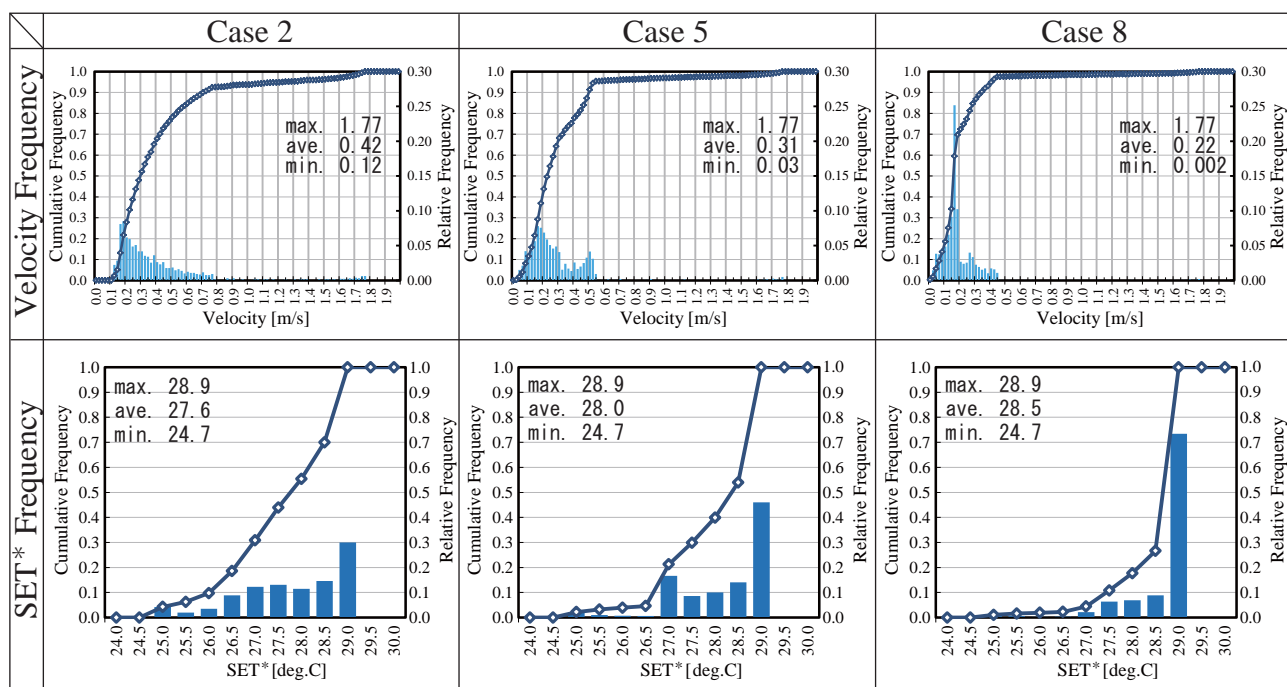


Fig. 5 Velocity and SET\* Histogram

Table 5 Upward airflow area and rate

	Upward airflow area [m <sup>2</sup> ]	Upward airflow rate [m <sup>3</sup> /h]
Case 1	53.7	4,178
Case 2	53.3	8,460
Case 3	53.3	16,949
Case 4	47.4	6,465
Case 5	46.9	13,238
Case 6	46.9	26,695
Case 7	44.2	8,591
Case 8	44.0	17,171
Case 9	43.7	34,877

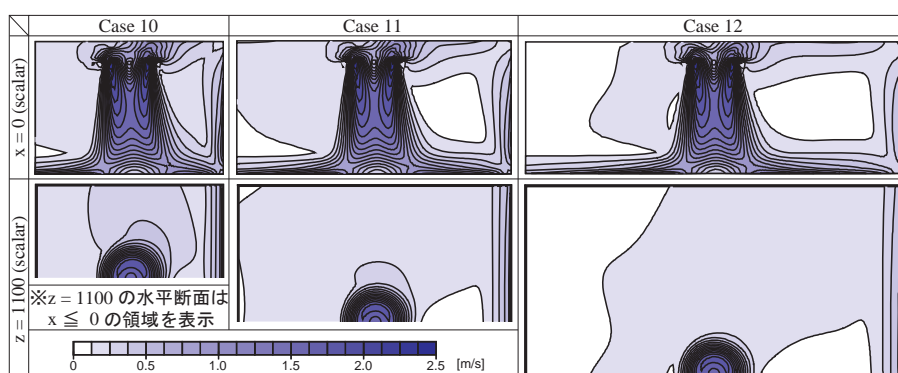


Fig. 6 Velocity Distribution (Case 10 ~ 12)

衝突する壁面付近全域が高風速となるためと考えられる。Case 10 ~ Case 12 間での比較を行うと、壁面からの距離が長くなることにより、壁面付近を上昇する気流の領域は若干拡大してはいるが、壁面との距離の増加分と比較すると僅かであることがわかる。

#### 4. まとめ

本報では、CF の風量、設置間隔、壁面からの距離をパラメータとした解析を行い、以下の知見を得た。室形が等しい場合、風量を変化させた際の風速の居住域水平分布、鉛直分布は 1 条件の結果から推測することが可能である。設置間隔 3.6m の条件では居住域風速は最少でも 0.12m/s あり、居住域高さ Z = 1100 mm での SET\* の平均値は風速 0m/s の条件と比較して 1.32℃ 低下するのに対し、設置間隔が 7.2m となると居住域の最少風速がほぼ無風状態となり、SET\* の平均値も 0.38℃ しか低下せず、冷却効果が著しく低下する。壁面の影響のみを受ける条件では、周囲を CF に囲まれている条件と比較して、より高い位置まで上向き気流が上昇

する。また、周囲を CF に囲まれている条件では高さが高くなるのに伴い対象領域の隅角部に高風速領域が発生しやすくなるのに対し、壁面の影響のみを受ける条件では高さに関わらず壁面に高風速領域が集中する。

#### 参考文献

- 1) 水出喜太郎, 石野久彌, 郡公子, 永田明寛, 長井達夫, 大高一博, 大原千幸: 自然換気・シーリングファンを併用した空調換気システムの制御手法と性能評価に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 604, pp. 69-76, 2006. 6
- 2) 山口麻有, 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史: シーリングファンを用いたオフィス空間内の熱環境調整に関する研究 (その 1) CFD 解析による室内空気の攪拌効果の基礎的研究, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, pp.71-74, 2012.3
- 3) 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 杭瀬真知子: CFD 解析を目的とした風速測定値に基づく天井扇気流のモデル化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 595, pp. 41-48, 2005. 9
- 4) 若松夏加, 桃井良尚, 山中俊夫, 相良和伸, 甲谷寿史, 野村瑞貴: 学校教室におけるシーリングファンを用いた熱環境調整に関する研究 (その 3) 冷房時の室内温熱環境測定及び被験者評価, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, pp.185-188, 2011.3



# ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 3) シングルラインディフューザの気流性状及び PV 法の適用

## CFD Analysis on Airflow in Room with Linear Slot Diffuser

### Part3. Airflow Pattern and Application for P.V. Method with Single Linear Slot Diffuser

○ 丹原 千里 (大阪大学)      甲谷 寿史 (大阪大学)  
 山中 俊夫 (大阪大学)      桃井 良尚 (大阪大学)  
 相良 和伸 (大阪大学)      中井 奈保子 (大阪大学)

Chisato TAMBARA\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup>

Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup> Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup> Nahoko NAKAI\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka University

Many building service designers today are becoming to use Computational Fluid Dynamics(CFD) analysis when they take account of how indoor environment are achieved by HVAC equipment in the process of diffuser layout design. However there are some problems in using CFD analysis for the room which has complicated shape diffusers. One is difficulty of setting boundary conditions for CFD analysis. The other is requiring too much computational time because of a huge number of computational grids to represent the shape of the diffuser and the supply jet from it faithfully. The purpose of this study is make a study on applying P.V. method for horizontal airflow from a single linear slot diffuser.

#### 1. はじめに

空調吹出し口からの一次気流は室内気流場に影響を与える主要因であるため、CFD 解析において空調吹出し口での境界条件は最も重要であり、詳細なメッシュ分割により吹出し気流の再現を行うことが求められる。しかしながら詳細なメッシュ分割を行うことにより計算負荷が増大するという問題点があり、吹出し口のモデリング<sup>1)4)</sup>が必要とされる。本研究ではライン型ディフューザから室内へ吹出される気流を対象としているが、吹出し口の幅が数 cm であるため、幾何学寸法を再現するために詳細なメッシュ分割を要してしまう。よって本研究では実用的なメッシュ分割を前提とした上で、吹出し口のモデリング手法として、ライン型ディフューザへの PV 法の適用を検討する。シングルラインディフューザから鉛直方向に吹出される気流に対する PV 法の適用は既報<sup>5)</sup>で行った。本報では水平方向に吹出される気流に対する PV 法の適用を検討する。

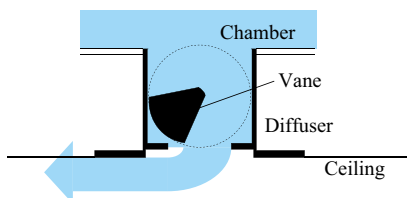


Fig. 1 Flow Direction

Table 1 Experimental Condition

Velocity[m/s]	2.0
Airflow Rate[m <sup>3</sup> /h]	259
Temperature Condition	Isothermal
Inlet Direction	Horizontal

#### 2. 噴流理論を用いた吹出し気流のモデル化の検討

シングルラインディフューザから鉛直方向に吹出される気流に対しては、二次元自由噴流と仮定し、一般的な噴流式を用いて風速規定面の位置・規定風速の算出を行った。しかし、本報で対象にしている水平方向吹出し時の気流は、吹出し口から水平方向に吹出されるわけではない。Fig. 1 にあるように、ディフューザ内のバーンの向きを変更し、斜め方向に吹出し、コアンダ効果により気流を天井面に沿わせている。そのため完全な二次元壁面噴流だと考えるこ

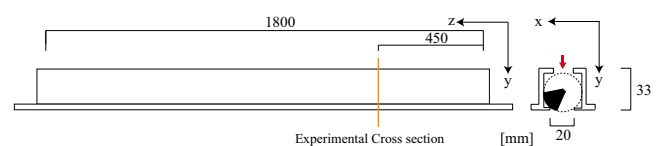


Fig. 2 Detail of Diffuser

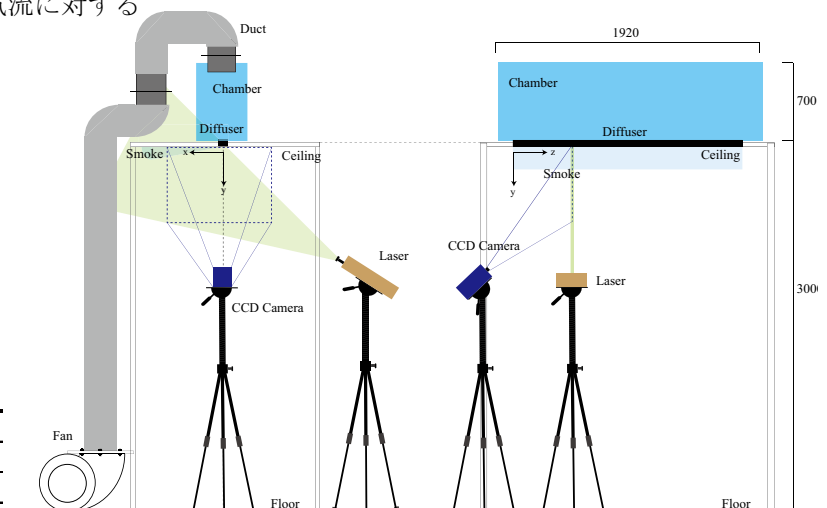


Fig. 3 Experimental setup

とができない。そこでまず、PIV 測定の結果を用いて吹出し気流のモデル化を行うことを検討する。

## 2.1 PIV 測定概要

測定は自由場と見なせる大空間を有する大阪大学内の実験室にて行った。今回測定の対象としたライン型ディフューザ (空調技研工業 VTL-1 型) を Fig.2 に示す。また、実験装置の構成を Fig.3 に示す。天井高 3m の空間を想定し、床面から 3m の位置にディフューザを取り付け、吹出し気流の測定を行った。ライン型ディフューザの中心を原点として仮想天井面に対して鉛直方向を y 軸とし、平行な面を xz 面として座標設定を行った。ライン型ディフューザの端部から 1/4 の位置 ( $x=450$ ) での xy 平面で測定を行うこととし、Table 1 に示す実験条件の通り、ライン型ディフューザから 2m/s で水平方向に吹出される気流に対して測定を行った。風速測定には PIV(Particle Image Velocimetry) を用い、撮影領域は吹出し口近傍の天井面に沿った領域を 3 分割している。撮影時間間隔は撮影領域の風速に合わせ 1000 ~ 10000 $\mu$ s の間で変化させた。その他解析条件を Table 2 に示す。

## 2.2 二次元壁面噴流の式を用いたモデル式作成

ライン型ディフューザから斜め方向に吹出された気流は二次元壁面噴流と似た形状になると考えられる。Fig. 4 にその簡略図を示す。また、二次元壁面噴流の主流方向最大風速<sup>6)</sup>は式 (1) で表現される。この中のパラメータのうちスロー定数 (K)、噴流の吹出し口幅 ( $b_0$ )、初期風速 ( $u_0$ ) の同定を行う。また、今回は y 軸方向の速度分布を求めるために、Verhoff の実験式<sup>6)</sup>(2) を用いた。半値幅 ( $b_{1/2}$ ) は吹出し口中央からの距離と比例する。

$$\frac{u_m}{u_0} = K \left( \frac{b_0}{x} \right)^{1/2} \quad (1)$$

$u_m$  : Maximum Velocity [m/s]  
 $u_0$  : Supply Velocity [m/s]  
 $K$  : Throw Constant [-]  
 $b_0$  : Supply Width [m]  
 $b_{1/2}$  : Half Width [m]

$$\frac{u}{u_m} = 1.479 \left( \frac{y}{b_{1/2}} \right)^{1/7} \left[ 1 - \operatorname{erf} \left( 0.6776 \left( \frac{y}{b_{1/2}} \right) \right) \right] \quad (2)$$

今回は、回帰元データ選定の妥当性を検討するため Table 3 に示す 3 断面、5 断面の 2 通りのデータ選定を行った。Fig. 5 に示されるとおりそれぞれの選定データの測定結果を用いて同定した結果、式 (3),(4) のように表される。

$$y = 0.0945(-x) + 20.7 \quad (3)$$

$$y = 0.0936(-x) + 21.1 \quad (4)$$

Table 2 PIV Condition

Program	Davis 8.5
CCD Camera	Imager ProX 2M
Laser Output	50mJ/pulse
Camera Frame Size	1600×1200pixel
Sampling Frequency	14Hz
Sampling Time	21.4s
Algorithm	Direct Cross-Correlation
Interrogation Window Size	pass1: 64×64pixel
	pass2: 32×32pixel

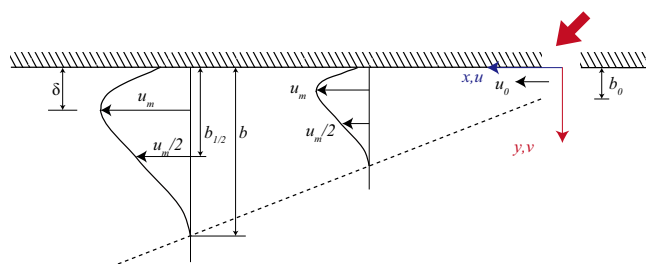


Fig. 4 Flow model

Table 3 Location of Cross Section

	Location of Cross Section (x[mm])				
3 Cross Section	150	300	450		
5 Cross Section	150	300	450	600	750

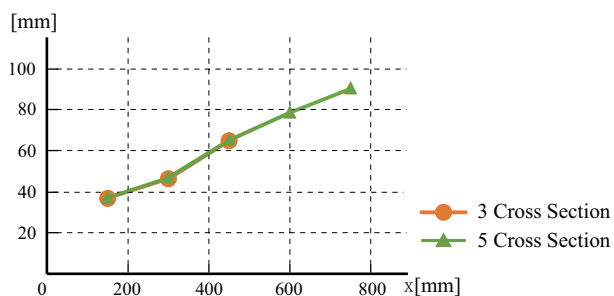


Fig. 5 Half Width

Table 4 Result of Identification

	K	$b_0$	$u_0$
3 Cross Section	2.53	17.1	1.44
5 Cross Section	2.55	17.1	1.46

## 2.3 モデル式

それぞれの断面の回帰元データにより同定したパラメータの結果を Table 4 に示す。これより回帰元データの選定による同定結果に違いは見られずほぼ同値となった。また、吹出し口からの距離ごとの主流方向の風速分布を PIV 測定結果とモデル式で比較したものを Fig. 6 に示す。吹出し口近傍では最大流速、壁面からの減衰の度合いに少し PIV 測定結果と相違が見られるが、吹出し口から 750mm 以上離れ、PIV 測定結果の風速が小さくなってからは非常によく一致していると考えられる。これより、モデル化した気流を用いて PV 法の適用ができると考え、PV 法を適用する際は 5 断面での同定結果を用いることとする。

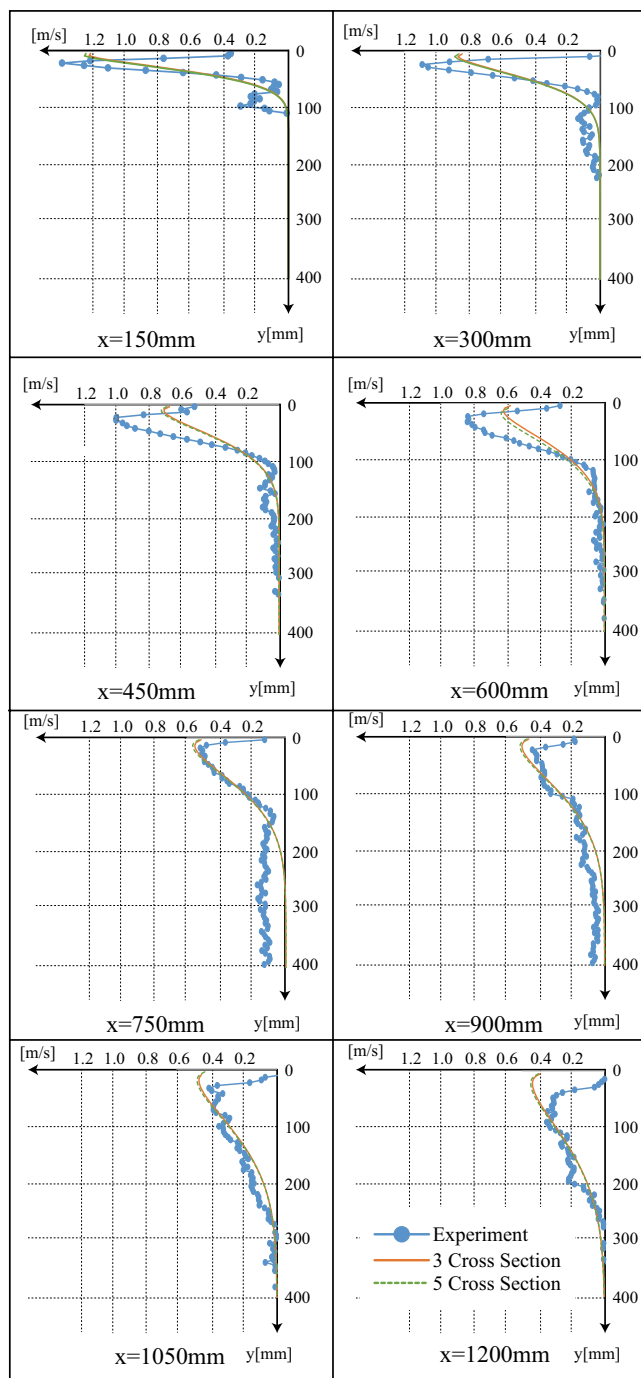


Fig. 6 Velocity Distribution

### 3. PV 法の適用

#### 3.1 解析概要

Fig.7 に示すようなライン形ディフューザを有する自由空間を想定した空間で解析を行った。側面のうち2面を自由流入出面、2面を対称面としており、天井・床面は壁面である。実験と同じように、45 度方向に斜めに吹出して解析を行った。実際の吹出し口の幅寸法は 2cm 程度であるが大空間の CFD 解析では 10cm 程度のメッシュが用いられる。本報では壁面に沿う気流の解析を行うため、メッシュ幅についても検討し、室側のメッシュ幅を 5cm,10cm と固定して解析を行う場合について検討を行う。PIV 測定時の流量と合わせ、

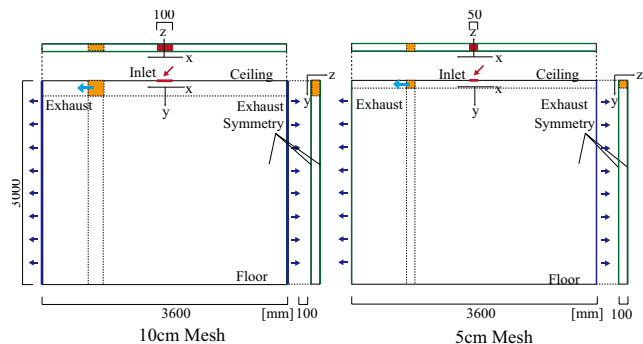


Fig. 7 Analysis Domain

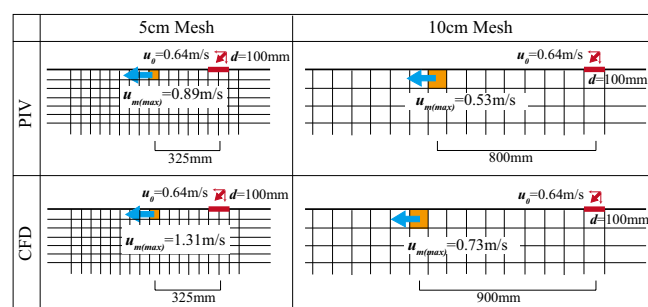


Fig. 8 Image of PV Method

Table 5 Analysis Condition

CFD Code	ANSYS FLUENT 16.1
Convection Discretization Scheme	QUICK
Algorithm	SIMPLEC
Turbulent Model	Standard k-ε model
Turbulent Intensity	30%
Turbulent Length Scale	1.5mm

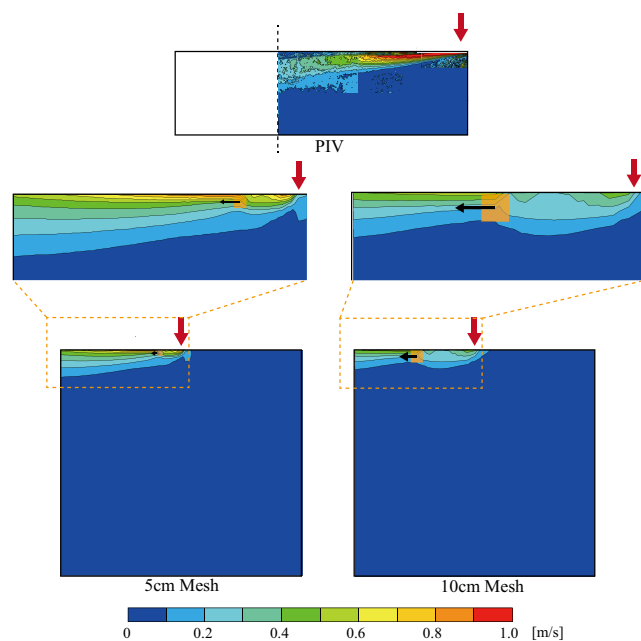


Fig. 9 Vector Scalar Distribution

吹出し口幅が大きくなった分、流入境界の風速は小さくなっている。風速規定面の位置は半値幅が1メッシュ分の5cm,10cmになる位置に設定した。規定風速はメッシュ内の最大風速とし、同定結果を代入した式(1)を用いて算出した。PV法のイメージ図をFig. 8に示す。また、解析条件はTable 5に示しており流入境界の乱れの強さと長さスケールは既報<sup>7)</sup>で得られた値を基準値として使用した。

### 3.2 解析結果

PV法の適用結果とPIV測定結果を比較し、風速コンター図で表したものをFig. 9に、吹出し口からの距離ごとの主流方向風速分布で示したものをFig. 10に示す。風速コンター図より、PV法を適用することにより全体的な気流分布は再現できていると考えられる。10cmメッシュで解析を行うと風速が非常に小さくなっている様子がわかるが、PIV測定の結果は速度減衰が非常に大きく、吹出し口から離れた部分の風速が非常に小さいため、10cmメッシュでの結果の方が気流性状が近くなっていると思われる。また、主流方向風速分布より、吹出し口近傍においては5cmメッシュにおけるPV法の適用結果が、吹出し口から離れた部分では10cmメッシュにおける適用結果の方が実際の気流性状と良く一致している。この理由としては、それぞれの風速規定面で与えた風速は、しばらく運動量を保ち減衰しないためだと考えられる。また、1メッシュに最大風速を与えているため、実際にそのメッシュを通過する流量よりも大きくなってしまい減衰しないということも考えられる。そのため、吹出し口から離れた部分ではPV法を適用した解析の方が風速が大きくなってしまう。しかしどちらも気流性状は比較的良く一致している。5cmメッシュを用いた場合の方が風速規定面が吹出し口に近いためPV法を適用したときに実際の気流性状に近くなる領域が大きくなるため、5cmメッシュを用いる方が適当だと考えられる。また、規定風速などに関しても検討する余地があると考えられる。

### 4. おわりに

本報では、ライン型ディフューザから水平に吹出す気流に対して、PV法の適用を検討した。PIV測定結果から、吹出し気流のモデル化を行ったが、PIV測定結果と比較的一致しており、気流のモデル化ができていると考えられる。その後、モデル化した噴流式を用いてメッシュ分割を粗くした際にPV法を適用した。2種類のメッシュ分割方法にて比較を行ったが、一致している部分に差異はあるものの、PIV測定結果と良く一致していると考えられる。しかし、10cmメッシュを用いると解析領域が小さくなるため5cmメッシュを用いる方が妥当だと考えられる。今後は、ダブルラインディフューザや、非等温時の吹出し気流に対してPV法の適用について検討を行っていく必要があると思われる。

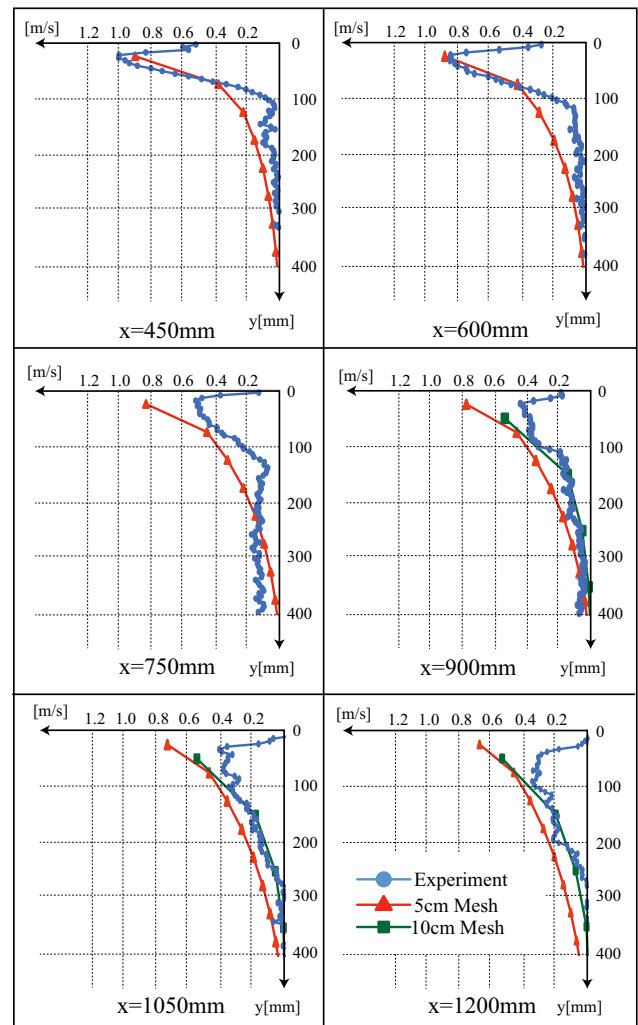


Fig. 10 Velocity Distribution

### 参考文献

- 1) P.V.Neilsen: Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution, ASHRAE Transaction, Part1, pp.963-971, 1992. 2
- 2) J.Srebric, Q.Chen: Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers, HVAC&R Research, pp.277-294, 2002. 6
- 3) 岡市敦雄他: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流のCFD解析に関する研究(その2) 冷房設定時のアネモ型ディフューザ近傍気流性状, 空気調和・衛生工学会近畿支部 学術研究発表会論文集, pp.133-136, 2001. 3
- 4) 澤田昌江他: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流のCFD解析に関する研究(その5) 吹出し気流のBOX法における仮想境界面に関する検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.2207-2210, 2012. 9
- 5) 丹原千里他: ライン型ディフューザを用いた室のCFD解析手法に関する研究(その2) PV法を用いた粗メッシュでの解析手法, 空気調和・衛生工学大会学術講演会論文集, pp.221-224, 2015. 9
- 6) 噴流工学, 社河内敏彦著, 森北出版株式会社, 2004
- 7) 丹原千里他: ライン型ディフューザを用いた室のCFD解析手法に関する研究(その1) 吹出し近傍メッシュ解像度が気流性状に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学近畿支部学術講演会論文集, pp.308-311, 2015. 3



# ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 4) ダブルラインディフューザの気流性状及び PV 法の適用

## CFD Analysis on Airflow in Room with Linear Slot Diffuser

### Part4. Airflow Pattern and Application for P.V. Method with Double Linear Slot Diffuser

○ 中井 奈保子 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)  
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)  
 相良 和伸 (大阪大学) 丹原 千里 (大阪大学)  
 Nahoko NAKAI \*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup>  
 Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup> Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup> Chisato TAMBARA\*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka University

Many building service designers predict to airflow pattern in room for the optimization of the diffuser layout design. Today, they often use CFD analysis. However, there are some problems. One of them is too much computational time. This is because that they need a huge number of computational grids to predict precisely supply jets from complicated shape diffusers. The purpose of this study is to decrease the number of grids and computational time by P.V.Method. In the previous paper <sup>6)</sup>, the target is linear slot diffusers. The application of P.V.method to a double slot diffuser is studied in this paper.

#### 1 はじめに

室内環境を空調設備で整えるためには、室内の気流性状を把握することが必要であり、近年では CFD(Computational Fluid Dynamics) 解析が用いられている。複雑な形状の空調吹出し口を有する室の CFD 解析には、詳細なメッシュ分割が必要となり、計算負荷が増大し、解析に時間を要するといった問題がある。計算負荷を軽減するために吹出し口のモデリングに関する様々な研究が行われている。本研究では、その代表的な方法の 1 つである PV 法 <sup>12)</sup> の適用について検討する。本研究で対象とするライン型ディフューザは部屋寸法に対して、吹出し口の寸法が非常に細かいものであり、この寸法を基準に部屋全体をメッシュ分割するとメッシュ数は膨大となる。実際の設計では、膨大なメッシュを用いず、吹出し口寸法よりも大きい間隔のメッシュを用いることも多い。このような場合において、PV 法を適用した解析結果での居住域における気流性状を、実際の気流性状に近づけるための条件について比較・検討を行う。また、既報 <sup>4)</sup>・前報 <sup>6)</sup> ではシングルラインディフューザの水平吹出しを対象に PV 法の適用について検討を行った。本報では、吹出し口を 2 つ持つダブルラインディフューザの鉛直吹出しに対する PV 法の適用について考察し報告する。

#### 2 CFD 解析概要

ライン型ディフューザの吹出し口と吸込み口が 1800mm 間隔で並ぶ大空間のインテリアゾーンの一部を対象に解析を行った。解析空間の詳細は Fig. 1 に示す。解析空間の側面 4 面は、対称面 (symmetry) とし、床面と天井面 (吹出し口、吸込み口を除く) は壁面 (wall) と設定した。境界条件における、乱れの強さ (I)、長さスケール (L) は、既報 <sup>3)</sup> で得られた値 (I=30%, L=1.5mm) を使用し、Table 1 に示す解析条件で解析を行った。また、ダブルラインディフューザは実験と同様の吹出し口寸法 20mm、吹出し口間隔 15mm のものと想定した。

##### 2.1 詳細解析

詳細解析では、吹出し口・吸込み口近傍を 4mm、その他の部分を 16mm の間隔でメッシュ分割し、境界条件として 2m/s の風速を 2 つの吹出し口にそれぞれ与えた。解析空間を細かくメッシュで分割することで、実際の気流性状に近い結果を得ることを試みた。

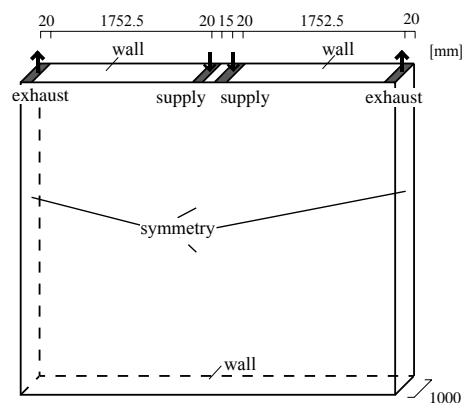


Fig. 1 Detail of Analysis Domain

Table 1 Analysis Condition for CFD

CFD Code	ANSYS FLUENT 16.1
Convection discretization scheme	QUICK
Algorithm	SIMPLEC
Turbulent model	Standard k-ε model(SKE)
Turbulent intensity(I)	30%
Turbulent length scale(L)	1.5mm

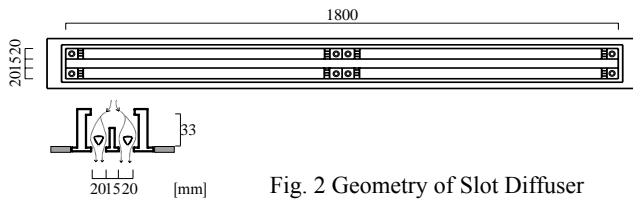


Fig. 2 Geometry of Slot Diffuser

## 2.2 実験

CFD 解析での詳細解析の妥当性を確認するために、実寸大での実験を行った。実験では、PIV(Particle Image Velocimetry: 粒子画像流速測定法)を用いて流速測定を行い、実際の気流性状の把握を試みた。

実験は自由空間とみなせる大阪大学の大空間実験室において行った。Fig. 2 に示すように、ライン型ディフューザ(空調技研工業 VTL-2 型)は吹出し口寸法:20mm、吹出し口間隔:15mm、奥行き方向の長さ:1800mm のものを使用した。このディフューザを 3m の高さにあるチャンバーに取り付け、ファンから給気した空気が床面に鉛直に吹

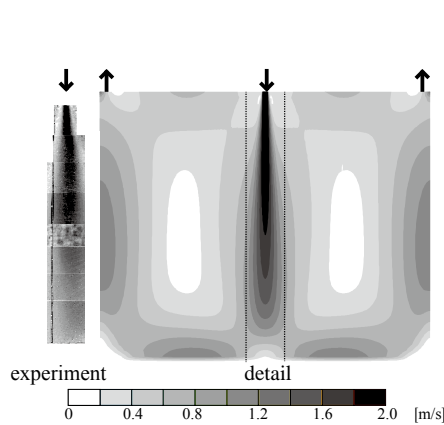


Fig. 3 Velocity Scalar Distribution

Experiment and Detail(CFD)

Table 2 Experimental Condition

Velocity(m/s)	2.0
Airflow Rate(m <sup>3</sup> /s)	518.0
Temperature Condition	Isothermal
Inlet Direction	Vertical

Table 3 PIV Condition

Program	Daivis8.3
CCD Camera	ImagerProX 2M
Laser	Nd:YAG Laser
Laser Output	50mJ/pulse
Camera Frame Size	1600×1200pix
Sampling Frequency	14Hz
Sampling Time	21s
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method Recursive Correlation Method
Overlap	50%

出すように設置した。PIV では、Fig. 3 で点線で示すように、2つの吹出し口の中間点を中心に幅 600 ~ 800mm 部分を撮影し、解析を行った。実験条件を Table 2 に、PIV 測定の条件を Table 3 に示す。測定機器の構成については前報<sup>9)</sup>を参照されたい。また、撮影は x 軸方向に 9 分割して行い、撮影時間間隔は風速に応じて 750 $\mu$ s ~ 6000 $\mu$ s まで変化した。

## 2.3 結果

詳細解析と実験結果の風速コンター図を Fig. 3 に示す。実験結果と詳細解析結果を比較すると、詳細解析よりも噴流の拡散幅が大きいことがわかった。この原因として、実験では、解析条件と同様の自由空間を完全には再現することができなかったことが挙げられる。次に、主流方向速度分布と中心軸速度分布を Fig. 4、Fig. 5 に示す。主流方向速度分布では、吹出し口から離れるに従って、実験結果での最大速度が詳細解析より右方向にそれている。これは、実験空間における外乱のためだと考えられる。また、床面から高さ 1500mm 付近での速度分布は、画像

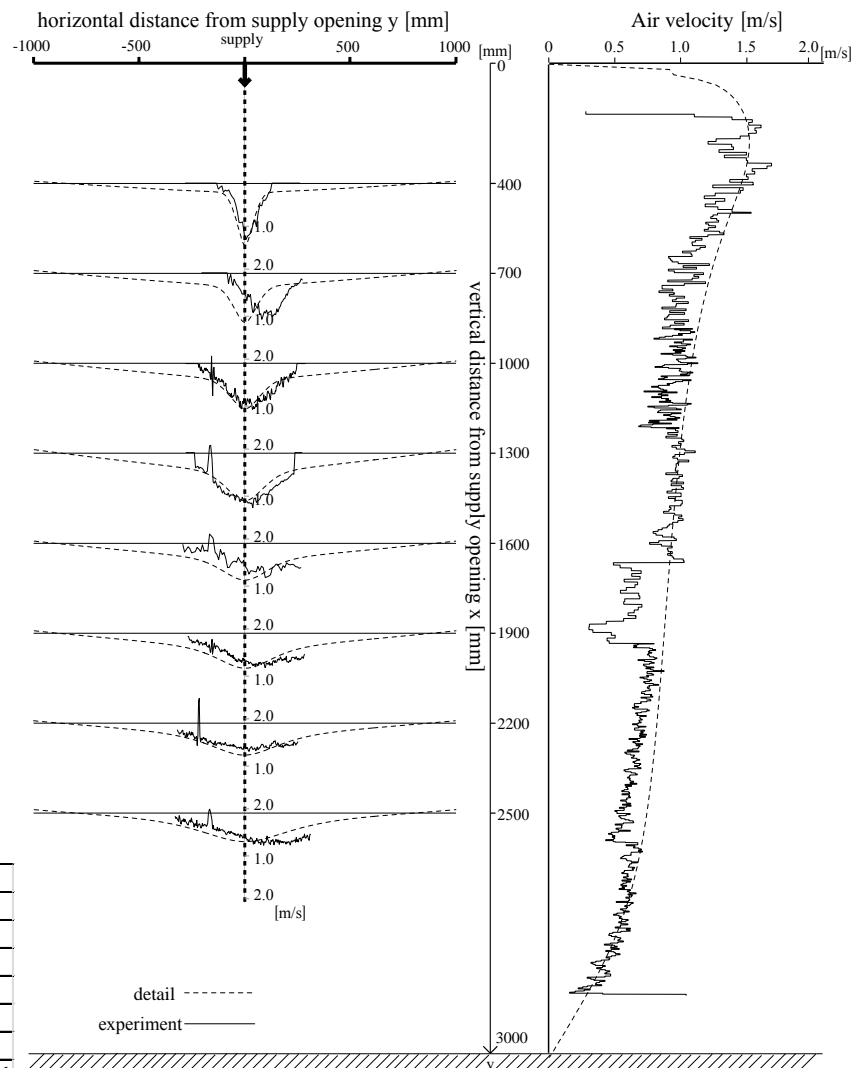


Fig. 4 Velocity Distribution of Mainstream

Experiment and Detail (CFD)

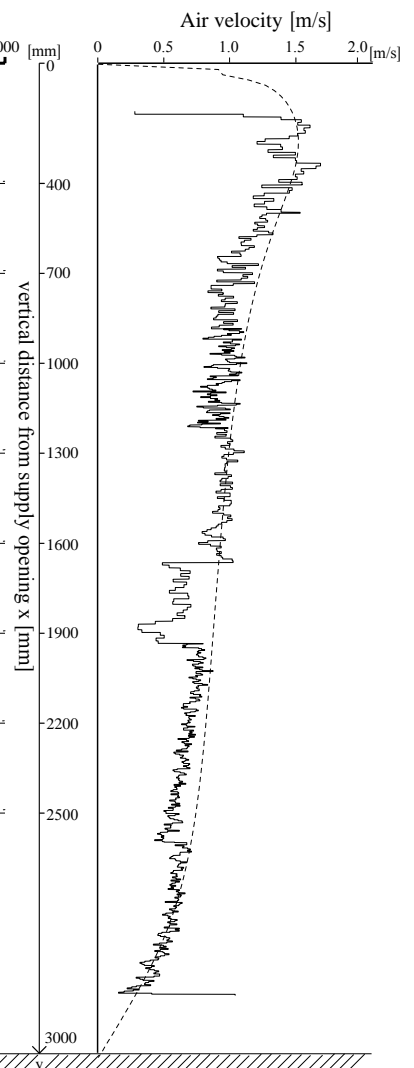


Fig. 5 Velocity Distribution on the centerline of the jet

Experiment and Detail (CFD)

をカメラで撮影する際の条件が適切でなかったため他の実験結果と異なるものとなった。風速コンター図でも同様の位置での正しい結果が得られなかった。しかし、実験結果と詳細解析はほぼ一致していることがわかり、CFD解析での詳細解析は、実際の気流性状を表現することができたと思われる。3.4では、この詳細解析とPV法を適用した場合の結果を比較する。

### 3 PV法による解析

PV法とは、Fig.6に示すように仮想境界面上に気流速度等の境界条件を規定して解析を行う方法で、本報では風速規定面(P.V. plane)に風速を与え、解析を行った。実際の設計時の解析では、20mmの吹出し口寸法に対して100mm程度の間隔で解析空間をメッシュ分割すること多いため、本報の解析ではメッシュ間隔を100mmと設定した。詳細解析での吹出し流量と等しくするために、吹出し口を含む100mm幅のメッシュに0.8m/sの風速を境界条件として与えた。実際の吹出し口寸法(20mm)の際の気流性状に近づけるために、解析空間の風速規定面に風速を規定した。また、風速規定面は、風速が中心軸速度の1/e倍になるまでの噴流の拡散幅が1メッシュ分の100mmとなる位置とした。

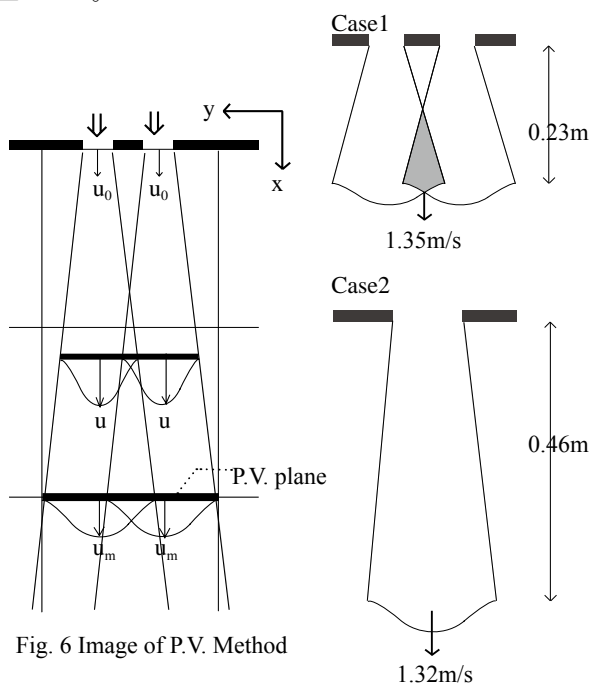


Fig. 6 Image of P.V. Method

Table 4 Studied Cases		
	PV plane	Velocity
Case1	0.25 m	1.35 m/s
Case2	0.45 m	1.32m/s
Case3	0.35 m	1.5 m/s

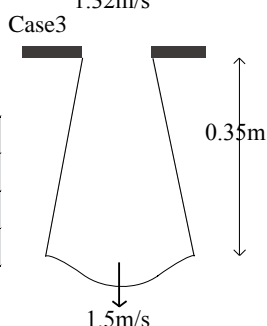


Fig. 7 Prescribed Velocity

### 3.1 caseの設定

本報における風速規定面の位置と規定風速をTable 4、Fig. 7、Fig. 8に示す。また、それぞれの風速規定面の位置と規定する風速は、噴流式<sup>5)</sup>より算出した。Case1では、与える風速を2つの噴流が重なる中央部分の速度とし、風速規定面の位置を算出した。Case2では、2つの噴流幅の合計が1メッシュの幅である100mmとなるときの噴流の中心軸速度を求めた後、吹出し口が1つ(噴流が1つ)であると仮定した場合の、風速規定面の位置を算出した。Case3では、吹出し口を1つと仮定し、1つの噴流幅が100mmとなる距離とその時の速度を算出した。Case2、Case3において吹出し口を1つと仮定するのは、解析における計算を簡易化するという目的がある。

### 3.2 結果

#### 3.2.1 風速コンター図・速度分布

詳細解析とPV法を適用した解析(Case1.2.3)の風速コンター図をFig.9に示す。Case1、Case2は類似しており、詳細解析と比較すると、最大風速の到達距離からCase3が詳細解析に近い結果と思われた。次に、主流方向の速度分布をFig.10に、中心軸速度分布をFig.11に示す。Fig.10では、詳細解析とCase2、Case3が居住域において概ね一致していることがわかった。また、Fig.11からはいずれのCaseも詳細解析より居住域で小さな風速となっていることが読み取れた。これは、床面近傍は100mm間隔のメッシュではメッシュ数が少ないため床面付近を正確に解析することができなかったことが原因であると考えられる。しかし、全体的な速度分布からPV法で等温自由場での気流性状を再現できたといえる。

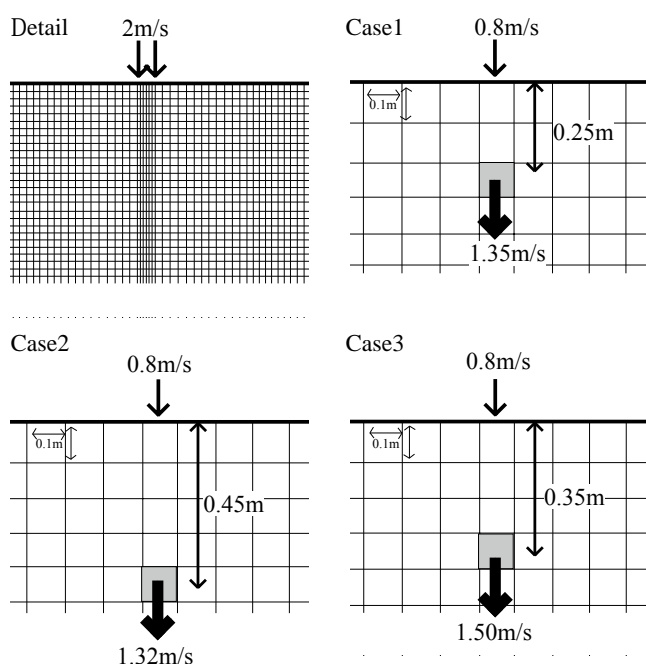


Fig. 8 Studied Cases

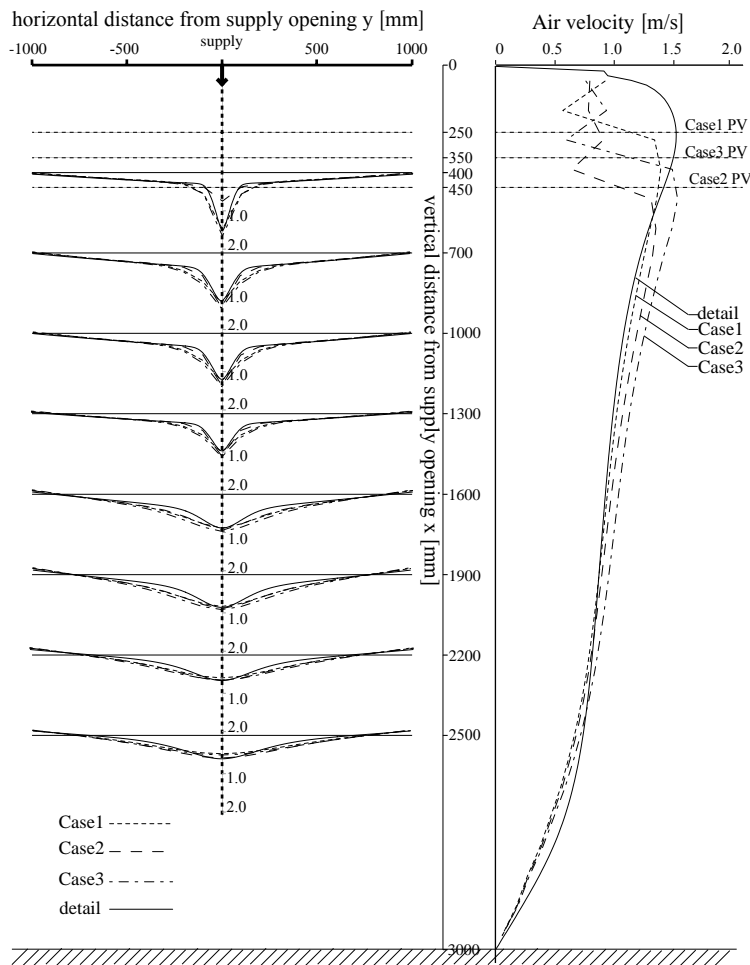


Fig. 10 Velocity Distribution of Mainstream  
Detail and P.V. Method (CFD)

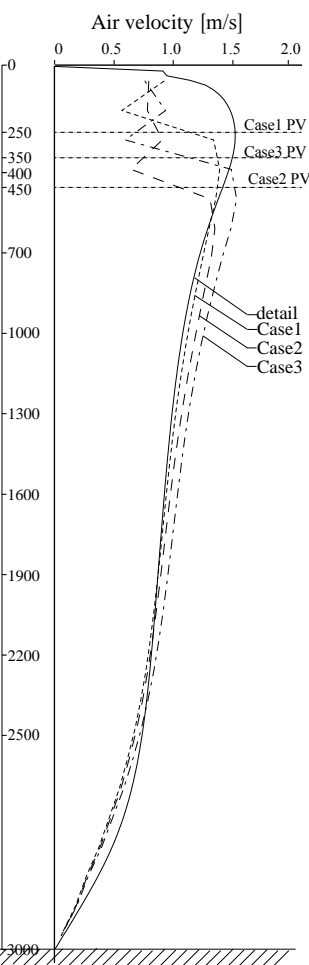


Fig. 11 Velocity Distribution on the  
centerline of the jet  
Detail and P.V. Method (CFD)

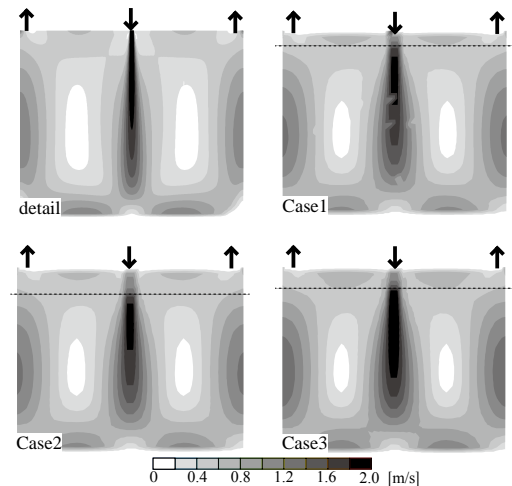


Fig. 9 Velocity Scalar Distribution

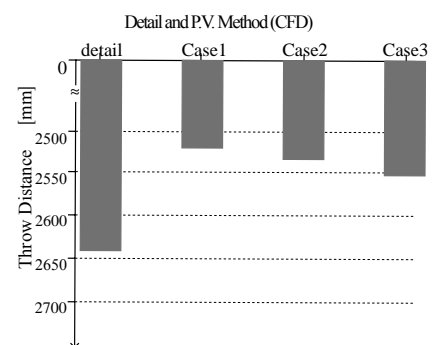


Fig. 12 Throw Distance

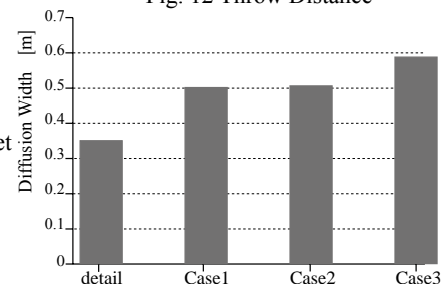


Fig. 13 Diffusion Width

### 3.2.2 到達距離・拡散幅

詳細解析と PV 法を適用した 3 つの Case の到達距離、拡散幅を Fig. 12、Fig. 13 に示す。本報では残風速が 0.5m/s となる噴流の距離と幅を到達距離、拡散幅と設定した。詳細解析が他の Case と比べて、到達距離が長くなっていることがわかる。PV 法を適用した Case 間で比較すると、Case3 が最も到達距離が長く、詳細解析に近い結果となった。拡散幅については、Case1、Case2 は類似していたが、詳細解析と Case3 は大きく異なっている。既報<sup>4)</sup>より、シングルラインディフューザの PV 法適用時の拡散幅は詳細解析と比べ、40% ほどの増加であった。しかし、ダブルラインディフューザはシングルラインディフューザよりも風量が 2 倍大きいので、PV 法適用時の拡散幅は詳細解析より 70% 増加する結果となった。拡散幅の 70% の増加は、室内環境に影響する可能性があるため、ダブルラインディフューザでの拡散幅に関しては、今後検討が必要である。

### 4 おわりに

本報では、等温自由場での気流性状が PV 法で概ね再現できることがわかった。しかし、実際の空間は温度分布が存在するため、非等温での CFD 解析と実際の気流性状を比較する必要があると考えられる。今後は、CFD 解析において非等温の解析 (詳細解析・PV 法を適用した解析) を行う予定である。

#### 参考文献

- 1) P.V. Nielsen: Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution, ASHRAE Transaction, Part1, pp.963-971, 1992.2
- 2) J. Srebric, Q. Chen: Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers, HVAC&R Research, pp.277-294, 2002.6
- 3) 丹原千里他: ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 1) 吹出し近傍のメッシュ解像度が気流性状に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会論文集, pp.308-311, 2015.3
- 4) 丹原千里他: ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 2) PV 法を用いた粗メッシュでの解析手法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, pp.221-224, 2015.9
- 5) 石原正雄: 「建築換気設計」, 朝倉書店, 1969
- 6) 丹原千里他: ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 3) シングルラインディフューザの気流性状及び PV 法の適用, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会論文集, 2016.3 掲載予定



# 指向性気流・拡散性気流切換型吹出口を用いたパーソナル空調システムに関する研究 (その4) 局所気流が人体生理反応と温冷感に及ぼす影響

## Personal Air-Conditioning System with Outlet can be switched Directivity or Diffusibility (Part4) Effect of Local Air Velocity on Human Physiological Responses and Thermal Sensations

○小崎 麻莉菜 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)

李 明香 (立命館大学) 岡本 茂 (東畑建築事務所)

Marina KOZAKI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>1</sup> Shigeru OKAMOTO\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Tohata Architects & Engineers, Inc.

In this study, the effect of local air velocity on human physiological responses and thermal sensations by subjective experiment and analysis by thermal model of human body was investigated to develop the rule for using the personal air-conditioning system using outlets that can supply the alternative of directed air flow or diffusive air flow alternatively. As a result, it was suitable to change a current of air after office occupants who is in high metabolic rate, have local cooling for ten minutes.

### はじめに

近年オフィスビルでは省エネルギー化が進められている。しかし個人の快適性が異なるため、天井カセット形エアコンなどに代表される従来の拡散型空調では推奨設定温度で個人差に対応することは難しい。そこで個人の快適性に対応できるパーソナル空調システムを提案した<sup>文1)</sup>。システムは、主に夏期における帰社時に増加している代謝量低下を目的としている。Fig.1 に示すように、1人1台の吹出口とし、1つの吹出パネルに集約された指向性と拡散性の2つの吹出口を好みに応じて個人PCの操作で自動切換を可能としている。既報<sup>文2) 文3)</sup>では、実運用を想定したCFD解析と、実運用時の温熱環境測定および被験者実験による温冷感評価、さらに省エネルギー性能評価を行った。この実験で、パーソナル空調を使用することで被験者の快適性が向上したが、局所気流による人体の生理反応は把握できておらず、システムの最適な使用条件の検討は行っていない。そこで本研究では、帰社時にパーソナル吹出口の指向性気流を使用することを想定した被験者実験と人体熱解析を行い、人体の生理反応が温冷感に及ぼす影響を把握し、気流切換の最適条件を検討する。さらに人体熱解析において、パーソナル空調システムの指向性気流を想定した人体条件および気流条件変化による影響を確認する。

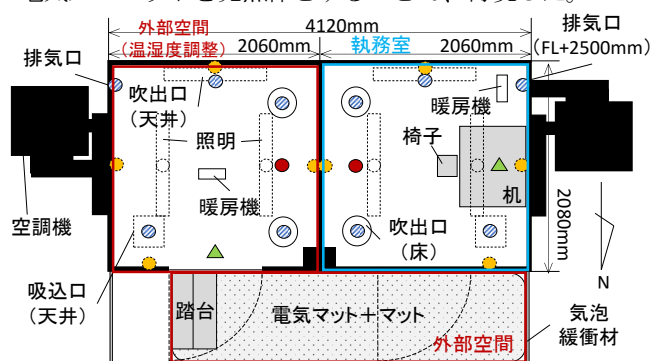


Fig.1 Personal Air-Conditioning System with selectable Air Flow

### 1. 被験者実験概要

#### 1.1 実験空間

実験は、立命館大学びわこくさつキャンパス内にある恒温恒湿実験室にて行った。Fig.2 に示すように、幅2060mm(X)、奥行2080mm(Y)、天井高2700mm(Z)の空間が2室隣接している。1室あたり天井吹出口1台と床吹出口2台が設置されており、天井吹出口と床吹出口の吹出風量割合を調節することが可能である。1室を執務室とし、もう1室を外部空間の温湿度の調整として使用した。外部空間は、2室の移動経路を気泡緩衝材で覆い、電気カーペットを発熱体とすることで、再現した。



凡例	測定項目	測定点数	測定機器
●	上下温度分布	8点×2室(0mm、100mm、600mm、1100mm、1600mm、2100mm、2600mm、2700mm)	熱電対
☀	壁面温度	4点×2室(東西南北面 各1点:1100mm)	
●	吹出・吸込・排気口温度	5点×2室(天井吹出口×1、床吹出口×2点、吸込口×1点、排気口×1点)	アメニティメータ
▲	室内温湿度	2点(執務室、外部想定空間共にFL+1100mm)	

Fig.2 Measuring Points of Thermal Environment

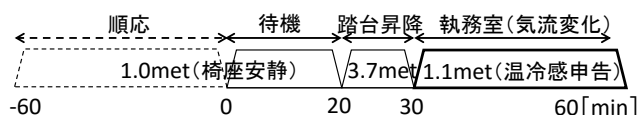


Fig.3 Experiment Procedure

## 1.2 測定項目

実験時の測定項目は、環境測定として Fig.2 に示した点においてアメニティメータ・熱電対を用いて測定を行った。また、人体熱解析で実験の再現を確認するために被験者の皮膚表面温度を熱電対で測定した。測定点は胸・上腕・太腿とし、Burton の3点式を用いて平均皮膚温度を算出した。

## 1.3 実験手順・ケース

被験者は健康な成人男子学生1名とし、前日の睡眠時間を十分に確保させ、飲酒を禁止とした。実験は、2015年12月21日～12月22日の計2日間に実施した。実験手順を Fig.3 に示す。まず、被験者を夏期の環境に順応させるため、冬期の着衣のまま室内温度28℃の執務室で安静にさせた(60分)。次に、執務室にて夏期における外出先からの帰社時を想定した着衣へ着替えと熱電対の装着をし、待機させた(20分)。その後外部空間において踏台昇降(10分)をさせ、再び執務室に入室しケースごとに気流感を変化させた(30分)。その際、Table1 に示す項目の温冷感アンケート<sup>注1)</sup>を、入室10分間は毎分、その後実験終了の30分までは5分ごとに行った。実験ケースはTable2 に示す通りで、気流を被験者に当てず、拡散空調を行う Case1-1 に加え、局所気流を首および腕に当てる Case2-1 と Case2-2、さらに首に当てる気流温度を変化させた Case2-3 の計4ケースを行った。実験室での局所気流は、Fig.4 のように床吹出口にフレキシブルダクトを取り付けて、気流が被験者に当たるように三脚で固定することで再現した。被験者の着衣量はノーネクタイ・ノージャケットのクールビズを想定し0.7clo とした。

Table1 Questionnaire Item

温冷感/快適感/気流感/発汗/発汗して  
いる部位/自由記述

Table2 Experiment Case

Case	気流 性状	執務室 温度[℃]	吹出 温度[℃]	気流を 当てる部位
1-1	拡散性	28	22	首(1.0m/s)
2-1	指向性			腕(0.4m/s)
2-2			24	首(1.0m/s)
2-3				



Fig.4 Local Cooling Apparatus

## 2. 人体熱モデルによる実験時の人体の再現

### 2.1 人体熱モデルによる解析概要

実験時の各ケースの被験者の生理量を再現するため、実験時の温熱環境を使用して人体熱解析を行う。

解析には田辺らによる人体熱数値計算モデル COM を用いた<sup>文4)</sup>。COM は人体を17の部位に分割しモデル化しており、各部位別に温熱環境要素(温度・放射温度・相対湿度・風速・着衣量・代謝量)を境界条件として入力することで、人間の生理量を予測する。この分割部位の1つには首が含まれており、不均一かつ非定常状態を対象としているため、本研究で行った実験における被験者の再現が可能である。また対流熱伝達率は、実験の風速値

から算出するように、中風速域における人体の部位ごとの対流熱伝達率の計算式<sup>文5)</sup>を用いた。

### 2.2 人体熱解析の境界条件

使用した計算条件を Table3 に示す。この条件は、前章の実験ケースと対応しており、実験時に測定したデータを使用した。実験では解析条件の17部位ごとの計測は行っていないため、上下温度分布の測定結果からケースごとに人体を3分割<sup>注2)</sup>し、温度条件を入力した。また気流を首または腕に当てたケースの気流温度は、実験日とは別に実験室の床吹出口と気流が当たる部位における各温度を測定し、その温度差を実験の際に測定した床吹出温度に加えた温度を条件値とした。

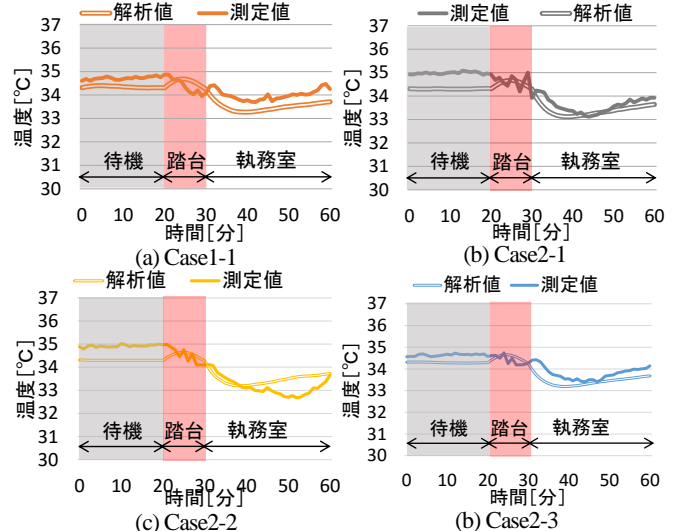
Table3 Cases analyzed by Thermal Model of Human Body

Case	部位分割	相対湿度[%]	順応 (60min, 1.0met)		椅座安静 (20min, 1.0met)		踏台昇降 (10min, 3.7met)		執務室 (30min, 1.1met)	
			温度 [℃]	風速 [m/s]	温度 [℃]	風速 [m/s]	温度 [℃]	風速 [m/s]	温度 [℃]	風速 [m/s]
1-1	頭、首	46.0	28.0	0.1	28.0	0.1	31.6	0.1	27.8	0.1
	上半身				28.9				28.7	
	下半身				28.2				27.9	
2-1	頭	43.3	28.0	0.1	27.9	0.1	31.8	0.1	29.6	0.1
	首				27.9				24.1	
	その他				28.7				25.9	
2-2	頭、首	43.3	28.0	0.1	28.3	0.1	31.3	0.1	28.4	0.1
	左腕				28.5				25.4	
	その他				28.5				25.8	
2-3	頭	45.8	28.0	0.1	28.0	0.1	31.2	0.1	28.3	0.1
	首				28.0				26.4	
	その他				28.2				26.4	

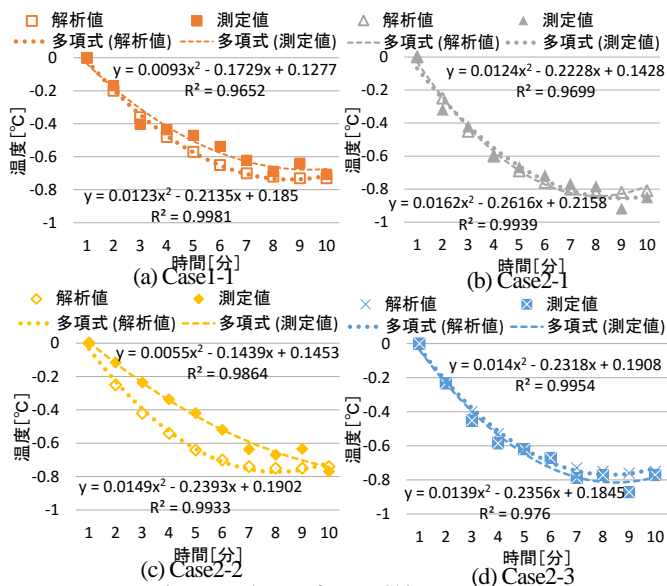
### 2.3 実験測定結果と再現性の確認

被験者実験と人体熱解析を行って得た平均皮膚温度を比較した。Figs.5 に Case1-1 と Case2-1 の実験と解析の平均皮膚温度の推移を示す。待機時の温度に差があるものの、代謝量の変化に対応できている。また、測定値はどのケースも代謝量を増加させた後の執務室入室直後すぐには温度低下が始まらず、代謝量が低下するまでに3分の遅れが見られた。そこで、測定値の温度低下が始まる3分後を0分とし、以後10分間の平均皮膚温度の低下傾向を解析値の0～10分の低下傾向と比較した(Figs.6)。

Case1-1、Case2-1、Case2-3 は比較的一致している。Case2-2 は測定値の方が低下は小さく、10分以降も低下し続けている。これは、腕に気流を当てる際、机に腕を固定させたため、机からの伝熱の影響が考えられる。



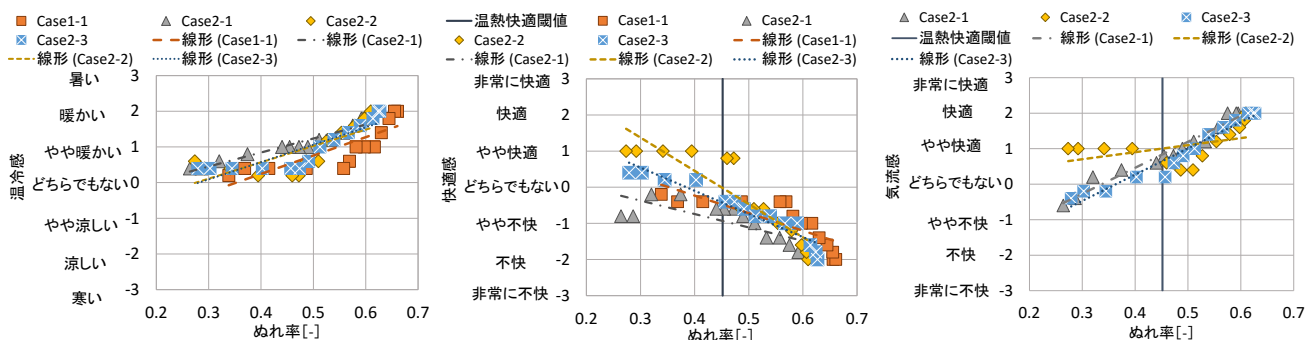
Figs.5 Mean Skin Temperature (Experiment and Analysis)



Figs.6 Tendency of Mean Skin Temperature

### 3. 実験時の温冷感と解析による生理量の比較

Figs.7 に、代謝量を増加させた後の執務室入室 30 分間の被験者の申告(温冷感・快適感・気流感)と解析によるぬれ率との関係を示す。快適感のグラフには、ぬれ率を用いた温熱的快適感閾値の推定式<sup>注3)</sup>文6)で算出した値を示した。温冷感、どのケースでもぬれ率の低下と共に涼しい側に推移している。快適感、ぬれ率が温熱的快適感閾値よりも小さくなるとケースごとに差が見られる。気流感は、Case2-1、Case2-3 は快適感が低下し続け、Case2-2 は、ぬれ率が低下しても快適であった。また、アンケートの快適感と発汗の関係を図 8 に示す。Case2-1 を除くケースで、発汗なしと申告した後は快適性が向上している。



Figs.7 Correlation between Questionnaire and Skin Wettedness of Analysis  
(Left : Thermal Sensation、Center : Thermal Comfort、Right : Air Current Feeling)

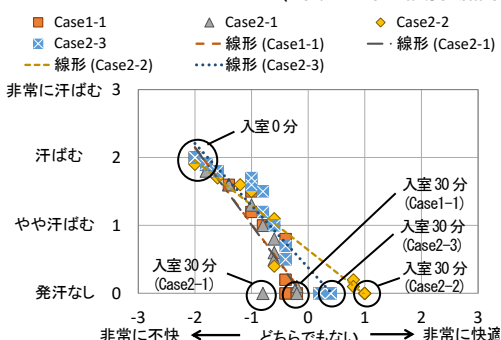


Fig.8 Correlation between Sweat State and Thermal Comfort by Questionnaire Results

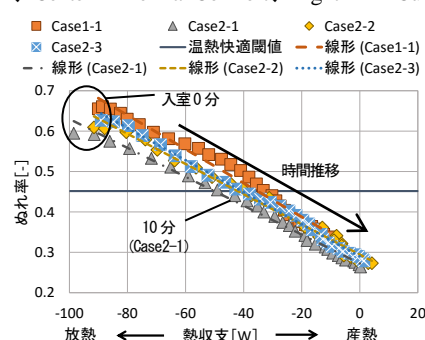


Fig.9 Correlation between Skin Wettedness and Thermal Balance by Analysis Results

ここで、被験者が発汗なしと申告した時のぬれ率を解析値から抽出したところ(Table4)、Case2-1 以外のケースはぬれ率の範囲に温熱的快適感閾値を含んでおり、閾値の有効性があると判断した。Case2-1 は、ぬれ率の低下は他ケースと同様の傾向であるが、実験時の環境温度が高く、被験者の衣服に付着した汗が蒸発されにくい条件であったと考えられる。使用した人体熱モデルは、被験者の着衣の蓄湿の影響は考慮されていないため、実験時は蓄湿の影響で発汗なしの申告が遅れ、温熱的快適感閾値に含まれなかったと考えられる。局所冷却効果は、Fig.9 に示す熱収支とぬれ率の関係により、Case2-1 が最も高い。また、Fig.7 のぬれ率と気流感の関係で、首に気流を当てるケースでは温熱的快適感閾値に到達した後の気流感は不快になる一方である。以上から、温熱的快適感閾値に到達する 10 分までは首を冷却し、10 分で気流がほしい人は腕に気流を切换え、気流がいない人は拡散性に切换えることが好ましい。

### 4. 解析による局所気流の影響確認

#### 4.1 解析概要

前章の人体熱モデルを使用し、オフィス内でパーソナル吹出口を使用することを想定して人体の代謝量・着衣量、気流温度・風速を変化させた際の影響を確認する。

Table5 に、使用した計算条件を示す。指向性気流を首周り(頭・首・背)に 26.6℃で当てるケースを基準とした<sup>注4)</sup>。計算手順は、外勤者の帰社時を想定し、人体熱モデルを初期状態から 28℃環境へ順応(60 分)させた後、外部空間を想定した環境で代謝量を増加させ(10 分)、執務室にて作業をする(100 分)とした。外部環境の温度条件は、

Table4 Thermal Comfort Limit and Skin Wettedness

Case	温熱快適閾値 [-]	発汗なし時のぬれ率 [-]
1-1	0.45	0.43~0.49
2-1		0.32~0.37
2-2		0.40~0.46
2-3		0.41~0.46



大阪市における気象庁アメダスから、過去5年間の7月8月の最高気温データを平均したものを使用した。

また、解析ケースをTable6に示す。着衣量・外部環境の代謝量を変化させ、代謝量<sup>2)</sup>は3.3met(通勤)と2.0met(ゆっくりした歩行)の2ケース、着衣量は0.5clo(クールビズ・半袖シャツ)・0.7clo(クールビズ・長袖シャツ)・1.0clo(ジャケット着用)の6ケースと、温度と風速を基準ケースから変化させた6ケースを行った。

Table5 Condition of the Calculation

	順応	外部環境	執務室
時間[分]	60	10	100
代謝量[met]	1.0	2.0 or 3.3	1.1
温度[°C]	28.0	32.7	28.0
相対湿度[%]	50	50	50
風速[m/s]	0.1	0.1	0.1
局所気流 部位(風速[m/s])			頭(0.6),首(0.5),背(0.4) (or -0.2,+0.2,+0.4)
局所気流 温度[°C]			26.6(or -1.5,-3.0)
着衣量[clo]		0.5 or 0.7 or 1.0	

Table6 Cases analyzed by Thermal Model of Human Body

Case	外部代謝量[met]	着衣量[clo]	Case	局所気流温度[°C]	局所気流風速[m/s]
0	3.3	0.7	0	26.6	頭(0.6),首(0.5),背(0.4)
1.1	3.3	0.5	3.1	23.6	頭(0.6),首(0.5),背(0.4)
1.2	3.3	1.0	3.2	25.1	頭(0.6),首(0.5),背(0.4)
2.1	2.0	0.5	4.1	26.6	頭(0.4),首(0.3),背(0.2)
2.2	2.0	0.7	4.2	26.6	頭(0.8),首(0.7),背(0.6)
2.3	2.0	1.0	4.3	26.6	頭(1.0),首(0.9),背(0.8)

## 4.2 代謝量・着衣量の影響

Fig.10、Fig.11に代謝量および着衣量変化による執務室入室時を0分とした平均皮膚温度とぬれ率の推移を示す。ぬれ率のグラフには3.の結果から、温熱快適閾値を使用した。平均皮膚温度は、代謝量の影響が大きく、着衣量が小さい方が着衣抵抗は少なく、放熱が促進されるため、入室時の温度低下が大きくなった。また、Case0、Case1.1、Case1.2では入室直後のぬれ率が高く、特にCase1.2は、20分程度の冷却が必要である。Case2.1とCase2.2では入室時からぬれ率は低く、局所冷却は必要ないことが確認された。以上から、代謝量が低い場合は指向性気流の必要はなく、拡散性気流の使用が適しており、着衣量はクールビズを行うことで短時間の局所冷却でぬれ率を低下させることができることが分かった。

## 4.3 気流温度・風速の影響

Fig.12、Fig.13に気流温度および風速変化による執務室入室時を0分とした平均皮膚温度とぬれ率の推移を示す。ぬれ率のグラフには3.の結果から、温熱快適閾値を使用した。平均皮膚温度もぬれ率もケースで大きな差は見られなかった。また、Case3.1とCase4.3、Case3.2とCase4.2が同じような推移となっており、温度を変化させなくても気流を変化させることで、同程度の冷却効果が得られると考えられる。よって、風量変化による温度緩和の可能性が確認された。

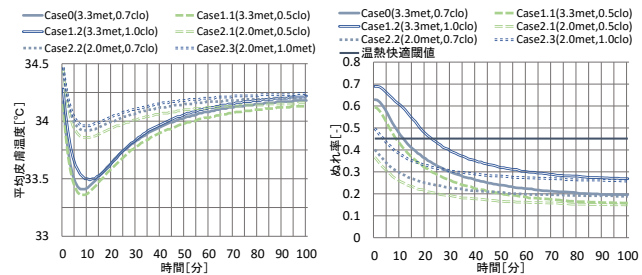


Fig.10 Tendency of Mean Skin Temperature

Fig.11 Skin Wettedness

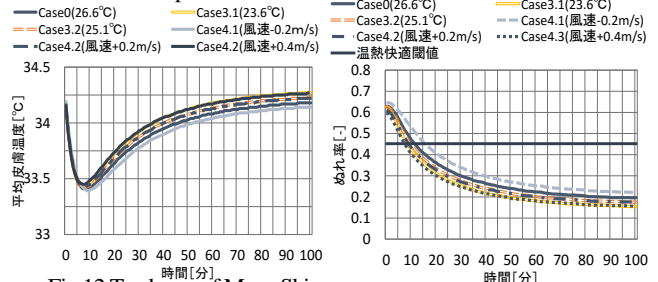


Fig.12 Tendency of Mean Skin Temperature

Fig.13 Skin Wettedness

## 5. まとめ

本研究では、被験者実験と人体熱解析を行い、人体の生理反応が温冷感に及ぼす影響を確認した。実験と解析の精度が確認でき、被験者の温冷感申告と解析結果から、温熱的快適感閾値に到達する10分間は首を冷却し、その後は気流部位を腕に変更するか、拡散性気流に切り替えることが適していることが分かった。さらに人体熱解析において、パーソナル空調の指向性気流を想定した人体および気流の変化による影響を確認し、予想される使用者の条件によって気流の与え方の目安を示した。

今回は被験者の個人差が考慮できていないため、個人差による影響は今後の課題である。

## 注 釈

- 1) アンケートの申告は、毎分の詳細な申告を得るため、7段階評価をさらに5分割し、前時点の申告を見ながら回答させた。
- 2) 人体熱モデルの境界条件に設定した人体の分割数以下の通りである。Case1-1: 頭・首、上半身(9部位)、下半身(6部位) Case2-1・Case2-3: 頭・首、その他(15部位) Case2-2: 頭・首、左腕、その他(14部位)
- 3) 温熱的快適感の閾値とは、代謝量を指標とした人が温熱的不快感を覚え始めるぬれ率の閾値である。閾値の推定式は次式である。Confort limit in w (for Male) = 0.0011×M+0.32 (w:ぬれ率[-], M:産熱量[W])
- 4) 基準ケースの設定にはCFD解析を用い、人体と吹出口を置いた室内温度28°Cの空間において吹出温度20°Cで気流を人体首筋付近に送出した際の局所気流温度と風速を抽出した。

使用モデル: STREAM Ver.10 乱流モデル: 標準 k-ε モデル(高レイノルズ)、差分スキーム: QUICK

## 参考文献

- 1) 岡本他: 個別分散型エアコンを用いたパーソナル空調の検討(その1)、日本建築学会大会学術講演梗概集、D-2、環境工学II、pp.927-928、2012.9
- 2) 小嶋他: 個別分散型エアコンを用いたパーソナル空調の検討(その2) 指向性・拡散性切替可能な実吹出口の検証及び実空間を対象としたCFD 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、I-53、pp.105-108、2014.9
- 3) 小嶋他: 個別分散型エアコンを用いたパーソナル空調の検討(その10) 実建物での夏期及び冬期における温熱環境・温冷感・省エネルギー性能の評価、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、I-53、pp.397-400、2015.9
- 4) 田辺他: 温熱環境評価のための人体熱数値計算モデルCOMの開発、日本建築学会環境系論文集、599、pp.31-38、2006.1
- 5) 桑原他: サーマルマネキンを用いた中風速域における人体対流熱伝達率の測定、人間と生活環境、8(1.2)、pp.27-32、2001.6
- 6) 深沢他: 日本人若年者における温熱的快適性評価、人間・生活環境系シンポジウム報告集、第38号、pp.269-272、2014.11
- 7) 厚生労働省: 健康づくりのための運動基準、運動所要量・運動指針の策定検討会報告書、pp.11-13、2006.7



# 渦輪を用いたパルス気流送出装置による吹出気流の特性検証実験 Characteristic of the Vortex Ring Experiment using the Pulse Airflow Control Device

○前川 尚輝（立命館大学） 近本 智行（立命館大学） 李 明香（立命館大学）

Naoki MAEKAWA\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University

Thermal sensations differ from person to person. Also, relaxing room temperature is required because of energy-saving. In this study, focused on the vortex ring. It has straightness and low diffusivity. By using it, it is considered that the necessary amount of heat get fewer. Moreover, each person feel comfortable by controlling the interval of sending out the vortex ring. The purpose of this study is to grasp the characteristic of the vortex ring through the experiments.

## はじめに

各個人の温冷感の要求水準は異なり、また近年省エネ法の規制強化に伴い室温設定温度の緩和も要求される。

そこで本研究では、空調吹出しの手法として、渦輪を用いたパルス気流制御（Figure 1）に着目した。渦輪には直進性があり、気流の拡散性が少ないという特徴がある<sup>文1)</sup>。その特徴を利用することで、従来の空調システムより少ない流量で執務者に熱量を効率的に届けることが期待できる<sup>文2)</sup>。さらに、渦輪の送出間隔を変えることで各個人の快適感に適した制御を可能とする。このことにより、各個人の快適性と省エネ性の両立を目指す。しかし、空調として利用し、制御するためには、渦輪の気流特性を把握する必要がある。そこで、渦輪送出装置を製作し、装置のピストン動作や周辺気流を変化させた場合の渦輪の減衰と進行速度のデータを取得することで、渦輪の吹出気流の特性検証を行う。

## 1. 研究概要

### 1.1 渦輪送出装置の製作

今回製作した渦輪送出装置（Figure 2）は、ピストンによりジャバラを伸縮させ、中の空気を押し出して渦輪を送出する。ピストン動作は PC ソフトで制御し、ピストン押出速度・押出距離、連続送出間隔の 3 項目を変更できる（Table 1）。また、孔径はフランジを付け替えて変更する。装置は、実験室（Figure 3,4）天井に設置する。実験室片側を断熱材で仕切り、ダクトを通して装置に冷風を供給する。供給された冷気は、渦輪送出孔の周りからも吹出し<sup>注1)</sup>（以下、周り吹出）（Figure 5）、風量を調節することができる。ここで、渦輪の進行には周辺空気と送出空気との間に生じる剪断力が影響を及ぼすと考えられる。周り吹出の調節で周辺空気と送出空気（渦輪）の間で生じる剪断力を弱め、拡散によるエネルギー減少を小さくできるのではないかと考える。そして、その分渦輪の初速度



Figure 1 Pulse airflow diagram

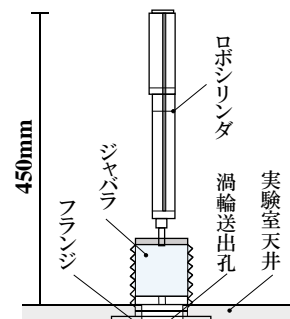


Figure 2

Pulse airflow control device

Table 1  
Equipment specification

ジャバラ	
直径	φ100mm
高さ	100mm
ピストン	
押出距離	0～100mm
押出速度	0～700mm/s
送出間隔	0.1s以上

を高め、到達距離を伸ばす狙いがある（Figure 6）。

### 1.2 実験概要

case0 を基準ケース（Table 2）とし、孔径、ピストン押出速度、ピストン押出距離、周り吹出風速、送出空気と室温の温度差（以下、温度差）、連続送出間隔の 4 つのパラメータとして変化させた 16 パターン（Table 3）でスモークガス可視化実験とトレーサガス実験を行う。また、各実験の測定点は、渦輪送出地点から 1500mm 地点まで 300mm 毎に計 5 か所としている。

### 1.3 スモークガス可視化実験

渦輪の各測定点での形状と進行速度を確認する。形状の確認手順は、装置からスモークを送出し、レーザーを照射することで可視化した渦輪を高速度カメラで撮影する。

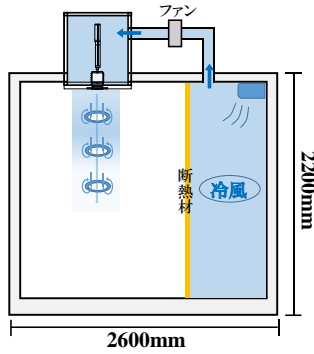


Figure 3

Cross section plan of laboratory

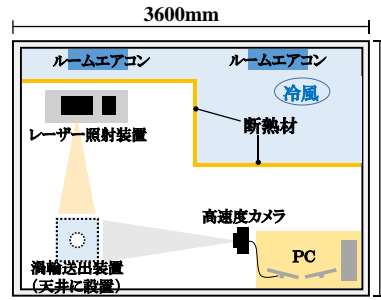


Figure 4

Floor plan of laboratory

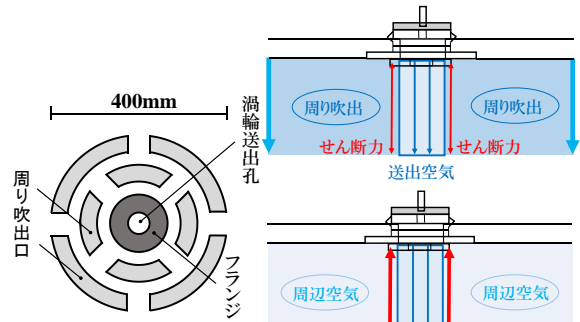


Figure 5

Surrounding air outlet

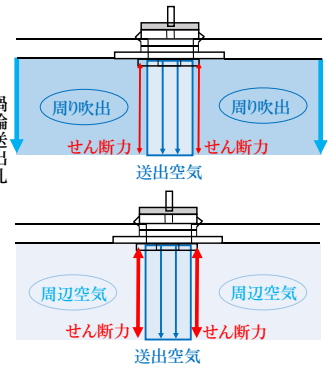


Figure 6

Shear force diagram

Table 2 Reference value

孔径	ピストン押出速度	ピストン押出距離	周り吹出風速	温度差
50mm	700mm/s	100mm	0m/s	3.5℃

Table 3 Experiment case

パラメータ変化	ケース分け	パラメータ変化	ケース分け
孔径	case1-1 ... 35mm	温度差	case4-1 ... 0℃
	case1-2 ... 40mm		case4-2 ... 3.5℃
	case1-3 ... 45mm		case4-3 ... 7.0℃
	case1-4 ... 50mm		
ピストン押出速度	case2-1 ... 300mm/s	連続送出間隔	case5-1 ... 1.0s
	case2-2 ... 500mm/s		case5-2 ... 1.5s
	case2-3 ... 700mm/s		case5-3 ... 2.0s
周り吹出風速	case3-1 ... 0.3m/s		
	case3-2 ... 0.6m/s		
	case3-3 ... 1.0m/s		

その映像から PIV 解析（粒子画像流速測定法）を行い、渦輪の速度ベクトルを算出することで二次元上の風速・風向を確認する。また、進行速度は、撮影した映像から測定点を通してから 100mm の間に要したフレーム数（1 フレーム＝0.005 s）から計測を行う。

#### 1.4 トレーサーガス実験

トレーサーガス（CO<sub>2</sub>:2%、N<sub>2</sub>:98%）と CO<sub>2</sub>濃度計を用いて渦輪の各測定点での渦輪の到達率を求める。（測定点に到達した CO<sub>2</sub>濃度の割合を到達率と定義する。）ジャバラにトレーサーガスを供給し、測定点に設置されたサンプリングボックスに向けて渦輪を送出する。渦輪採取後、ボックス内を攪拌し、CO<sub>2</sub>濃度を一様にする。そして、渦輪採取前後のボックス内の CO<sub>2</sub>濃度を測定し、それぞれの値を下式に代入することで到達率を算出する<sup>注2)</sup>。

$$\alpha = \frac{(X_{b1} - X_{b0}) \times V_b}{X_a \times V_a}$$

α：到達率[%]

V<sub>a</sub>：送出体積

V<sub>b</sub>：サンプリングボックス体積[mm<sup>3</sup>]

X<sub>a</sub>：ジャバラ内 CO<sub>2</sub>濃度[ppm]

X<sub>b0</sub>：渦輪採取前ボックス内 CO<sub>2</sub>濃度[ppm]

X<sub>b1</sub>：渦輪採取後ボックス内 CO<sub>2</sub>濃度[ppm]

## 2. 実験結果

### 2.1 スモークガス可視化実験結果

#### 2.1.1 渦輪の形状

Figure 7 にピストン押出速度 500mm/s のときの渦輪送出から崩壊までの速度ベクトルを示す。600mm 地点までは、ベクトルははっきりとした形状を維持している。また、進行経路に噴流を残しながら進行する様子が確認できる。900mm 地点で、速度ベクトルはややばつつき始める。そして、1200mm 地点で、速度ベクトルは渦を形成する様子は見られず、その後崩壊した。

Figure 8 に周り吹出風速を変化させたときの 600mm 地点での速度ベクトルを示す。風速が速くなるほど崩壊は大きく、速度ベクトルにばらつきが生じる様子が確認できる。一方で、0.3m/s のとき、吹出なしのときと同様に渦輪ははっきりとした形状を維持し、進行している。

Figure 9 に渦輪を連続送出（1.0s 間隔）したときの後発の渦輪の可視化写真、速度ベクトルを示す。前発の渦輪が乱した気流に後発の渦輪が突入する様子が確認できる。突入前後の画像を比較すると、渦輪のベクトルははっきりとした形状を維持し、残った噴流を押し進めながら進行していることが分かる。

#### 2.1.2 渦輪の進行速度

Figure 10 にピストン押出速度を変化させたときの進行速度を示す。送出直後の 300mm 地点から各ケースの進行速度に大きな違いが見られ、ピストン押出速度が遅い程、速い段階で進行速度は低下している。一方で、各ケース進行速度はゆるやかに減衰している。このことから、初速度に差がある場合も、渦輪はその初速度を高い割合で維持しながら進行すると考えられる。

Figure 11 に周り吹出風速を変化させたときの進行速度を示す。300mm 地点では各ケース同様な速度で進行しているが、渦輪の進行が進むにつれ、進行速度の差は大きくなり、風速が大きくなるほど進行速度の減衰は大きくなる。一方で、0.3m/s のとき、吹出なしのケースと同様な減衰をしている。このことから、周り吹出の風速は渦輪の進行に影響を与えるが、0.3m/s 程度では影響は小さいと

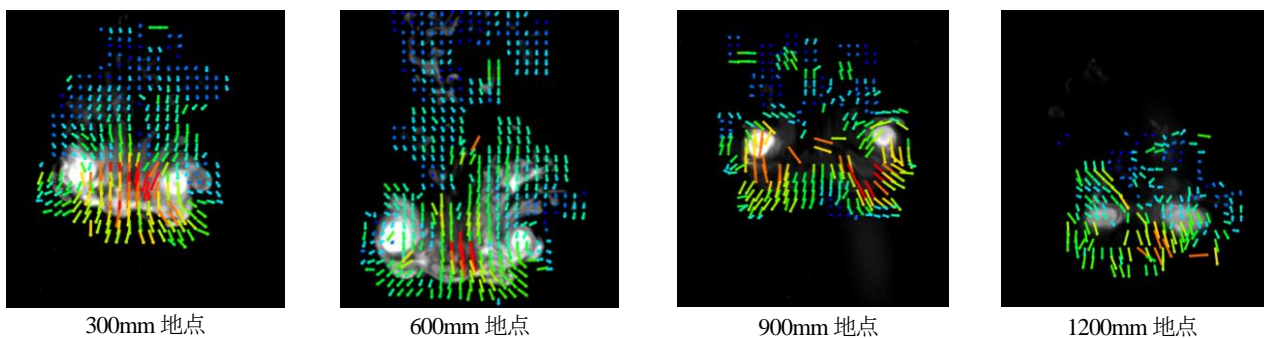


Figure 7 Vector ( case2 )

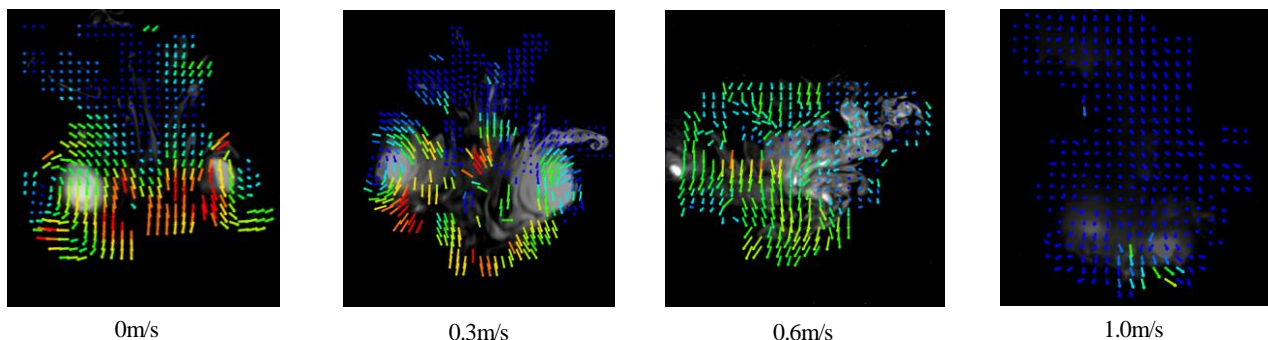


Figure 8 Vector ( case3 )

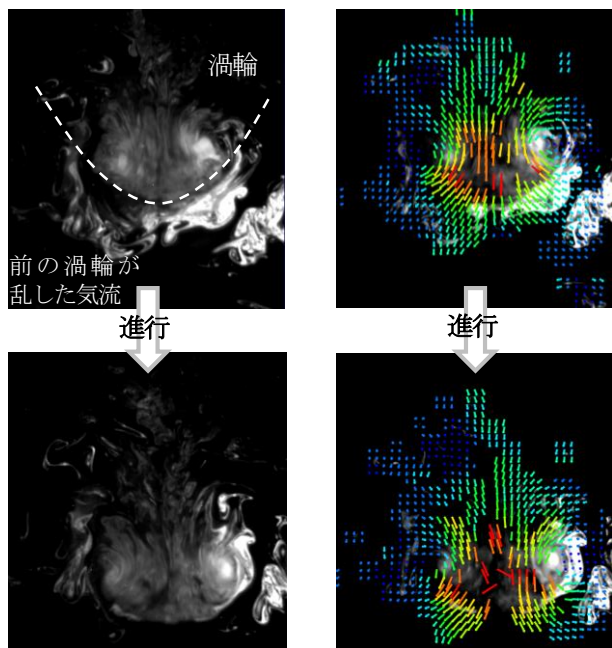


Figure 9 Vector ( case5 )

考えられる。

Figure 12 に連続送出間隔を変化させたときの渦輪進行速度を示す。各ケースに進行速度の違いはあまり見られない。また、900mm 地点以降の進行速度の減衰は非常に小さく、高い割合で速度を維持していることが分かる。渦輪を連続送出することにより、前発の渦輪が進行経路の気流を乱し、後発の渦輪に影響を与えることを懸念していたが、以上の結果から、その影響は小さいと考えられる。

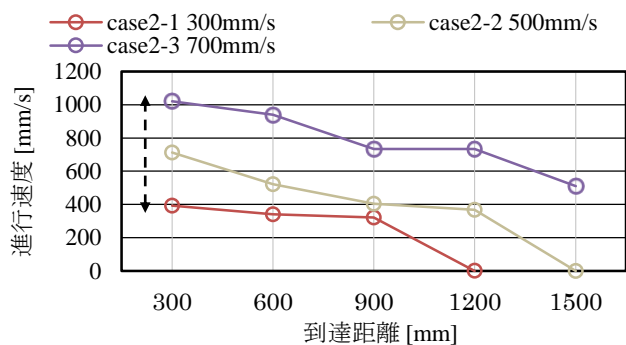


Figure 10 Speed of advance ( case2 )

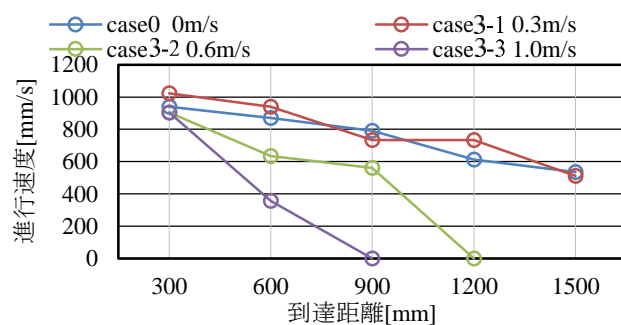


Figure 11 Speed of advance ( case4 )

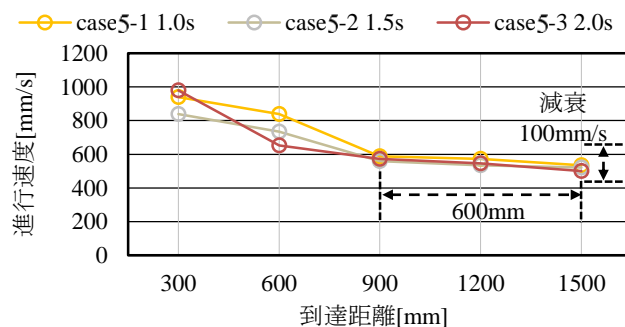


Figure 12 Speed of advance ( case5 )



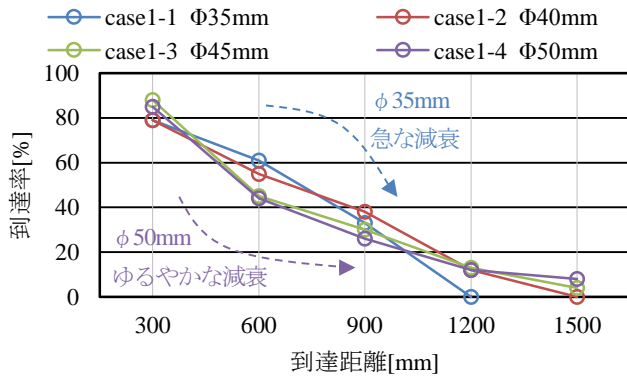


Figure 13 Arrival rate (case1)

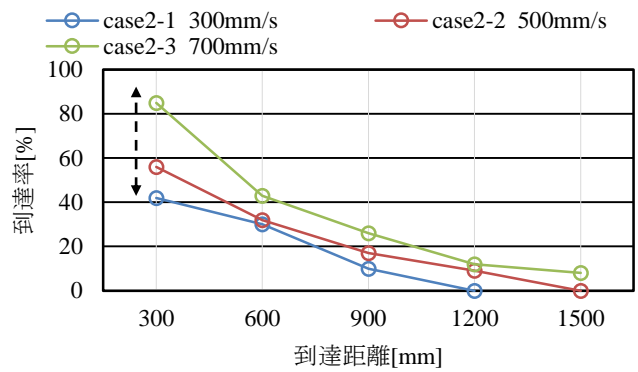


Figure 14 Arrival rate (case2)

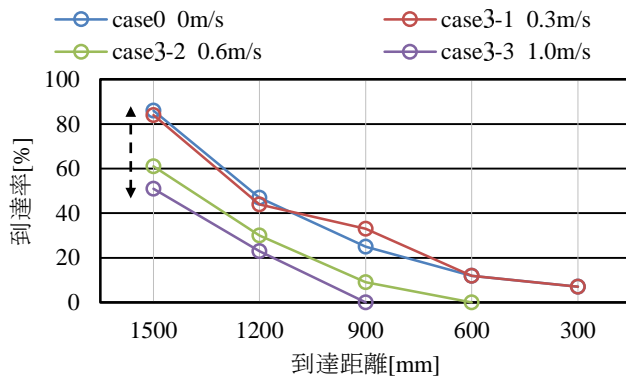


Figure 15 Arrival rate (case3)

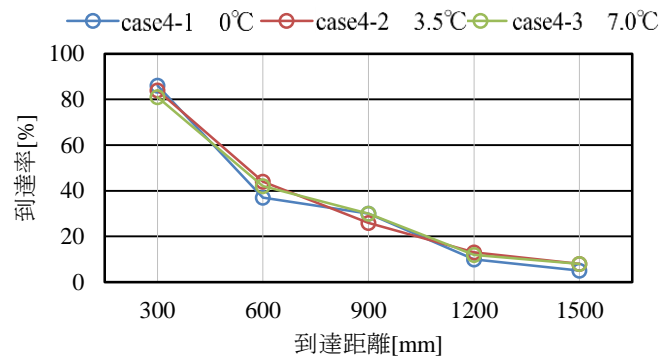


Figure 16 Arrival rate (case4)

## 2.2 トレーサーガス実験結果

Figure 13 に孔径を変化させたときの到達率を示す。孔径が最小の  $\phi 35\text{mm}$  のとき、600mm 地点から到達率は急に減衰し、1200mm 地点では到達率 0% となっている。一方で、孔径が最大の  $\phi 50\text{mm}$  のとき、ゆるやかに減衰し、1500mm 地点での到達率は 4 ケース中、最も大きくなっている。送出直後の到達率に違いは見られないが、孔径を大きくするほど、減衰はゆるやかとなった。

Figure 14 にピストン押出速度を変化させたときの到達率を示す。送出直後の 300mm 地点から各ケースの到達率に大きな違いが見られ、最小の 300mm/s では、1200mm 地点で到達率 0% となっていることが分かる。これは、ピストン押出速度が遅くなると、渦輪の初速度が低下したため到達率が低くなったと考えられる。

Figure 15 に周り吹出風速を変化させたときの到達率を示す。風速が速い程、到達率の減衰が大きくなっている。一方で、0m/s と 0.3m/s のとき、同様な減衰をしている。PIV 解析から渦輪の回転は約 0.5~1.6m/s の速度ベクトルで形成されていることが分かった。このことから、0.3m/s の風速では、渦輪の回転への影響は少ないが、0.6m/s 以上の風速は渦輪の回転の妨げになると考えられる。

Figure 16 に温度差を変化させたときの到達率を示す。各ケースに違いは見られず、同様な減衰をしている。よって、温度差が渦輪に与える影響は小さいと考えられる。

## 3. まとめ

本研究では渦輪の減衰と進行速度を測定し、渦輪の吹出気流の特性検証を行った。

- 1) 周り吹出の気流は、渦輪に影響を与える。
- 2) 渦輪は進行速度を高い割合で維持することができる。  
また、初速度の異なる場合でも同じことが言える。
- 3) 短い間隔 (1.0s) での連続送出が可能である。
- 4) 温度差変化による渦輪への影響は小さく、ピストン動作や周囲の気流等、他の要因が大きな影響を与えていると考えられる。
- 5) 空調吹出に渦輪を利用するためには、空調として必要な熱量を送出する制御が必要であり、渦輪が届けることのできる熱量を今後把握していく必要がある。

### 注釈

- 注 1) 周り吹出口は気流を均等にするため円形とし、風量 100m<sup>3</sup>/h となるよう合計の開口面積を計算している。  
注 2) 各ケース 3 回ずつの計測を行い、その平均値を到達率として算出する。

### 参考文献

- 文 1) 久保隆明、近本智行ほか：居住域空調の温熱環境・省エネルギー性に関する研究(その 11)、建築学会大会 D-2、pp.913-914、2012 年 9 月  
文 2) 近本智行ほか：ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築、日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東)、pp.1309-1310、2015 年 9 月



# 中高層オフィスを対象とした風力・重力併用型自然換気設計手法に関する研究 (その1) 風洞実験と換気回路網計算による自然換気量評価

## Design Method of Wind and Buoyancy Induced Natural Ventilation System for High and Medium Rise Office Building (Part1) Natural Ventilation Rate based on Wind Tunnel Test and Flow Network Model

○田中 比呂美 (大阪市立大学)      小林 知広 (大阪市立大学)  
甲谷 寿史 (大阪大学)      梅宮 典子 (大阪市立大学)  
落合 奈津子 (日建設計)

Hiromi TANAKA<sup>\*1</sup> Tomohiro KOBAYASHI<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*2</sup> Noriko UMEMIYA<sup>\*1</sup> Natsuko OCHIAI<sup>\*3</sup>

<sup>\*1</sup>Osaka City University <sup>\*2</sup>Osaka University <sup>\*3</sup>Nikken Sekkei Ltd.

The purpose of this work is to propose a general and design method of natural ventilation system for office buildings. This paper first presents the wind tunnel test to obtain wind pressure coefficient of an existing office building. Then, natural ventilation rate of the building is evaluated by flow network model. Based on a parametric study varying the ventilation opening area and resistance of the flow path, a correlation between flow rate and these parameters is finally shown.

### 1. はじめに

空調負荷削減やBCP対応のため、近年事務所ビルで自然換気の積極的な導入が見られる<sup>1)</sup>。本格的な自然換気設計には換気回路網やCFD等の検討が有効だが、比較的短期間での設計が求められる場合これらの検討は容易ではない。一般的な自然換気設計手法は確立されていないため換気口面積等の設計条件は設計者の経験や前例を参考にしていることが多く、汎用的かつ簡易な自然換気設計手法が必要と言える。本研究ではその提案を最終目的とし、本報では通風型及びシャフト型を組み合わせた自然換気設計を行った実建物を対象として熱・換気回路網による換気量算定を行う。その上で自然換気口面積や換気経路の抵抗を変更したパラメトリックスタディを行い、設計条件と換気量の関係についての知見を得る。

### 2. 解析対象とする実在オフィスの概要

Fig.1に対象建物の基準階平面と断面計画を示す。階高は4.2mで自然換気導入階のうち3階から8階を低層フロア、9階から11階を高層フロアと称する。自然換気口(1箇所あたりの開口面積は0.194 m<sup>2</sup>)は

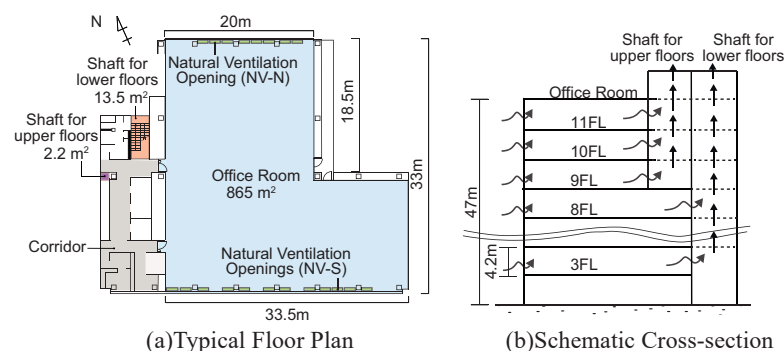


Fig.1 Schematic of the Target Office Building

執務室北側(NV-N)に8個、南側(NV-S)に12個設けられ、コア部に高層用シャフトと階段室兼用の低層用シャフトを有する。主風向は春期と秋期でそれぞれSとNNWである。Fig.2に意図された換気経路を示す。低層フロアでは換気口から外気が執務室に流入し、天井裏から廊下を介して低層用シャフトへ流入した後にシャフト上部のバランス式逆流防止窓から排気される。高層フロアは天井裏までは低層フロアと同様でその後パスダクトを介して高層用シャフトへ流入し、シャフト上部から排気される。

### 3. 風洞実験による風圧係数の取得

#### 3.1 実験概要

換気回路網計算のための風圧係数取得を目的として風洞実験を行った。実験はFig.3に示す大阪市立大学研究用風洞(エッフェル型)で行い、対象建物を中心に直径480mの範囲を縮尺1/400で再現し、境界層流下で風圧測定を行った。実験での建物再現範囲をFig.4に示す。Fig.5にI型熱線流速計を用いて1.0

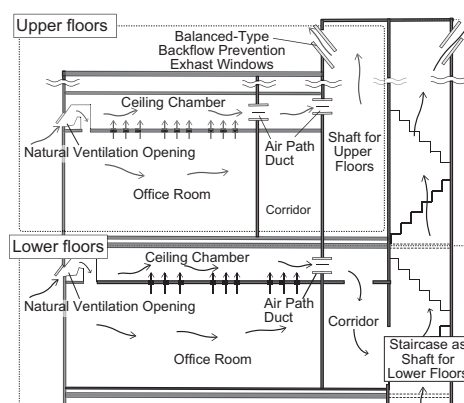


Fig.2 Intended Ventilation Route

Fig.7 Wind Pressure Coefficient obtained from Wind Tunnel Test

洞実験値として定常計算を行う。自然換気口の風圧係数は北南面それぞれ3点平均、低層シャフト排気口は2点平均とした。Fig.8に回路網を示す。外壁はガラス面とセメント板で熱抵抗を区別した。換気抵抗の入力値をTable 1に示す。階段室は文献値<sup>2)</sup>を参考に、高層用シャフトは摩擦損失を想定して流量係数を与えた。執務室-シャフト間(パス)の抵抗は天井開口やパスダクト等の有効開口面積の結合値から与えた。内部発熱は執務室で $36.625[\text{W}/\text{m}^2]$ として日射は無視した。風向は16風向+無風とし、風向Sでは外部風速1.0, 3.0, 10[m/s]でも計算を実施した。

## 4.2 解析結果と考察

Fig.9に例として無風時、E、S、WNW、NNWの風向での換気量と水平換気率(HVR)を示す。換気量の横軸は各開口からの流入量を表し、自然換気口か

らの流入のみを新鮮外気とみなしてその合計を有効換気量とした。HVRは自然換気口から流入する外気のうちシャフトに流れず他方の自然換気口から流出する空気の割合とした。換気量はフロア間でばらつきはあるが、無風時はシャフトによる換気が安定して行われ、0.6~2.0 [1/h]程度の換気回数となった。外部風下では通風が促進されるが、特に温度差による駆動力が小さくなる上部階で有効に働き全体的に2~3倍の自然換気量となり、自然換気システムが有効に働くと考えられる。Fig.10に風向Sで外部風速を変更した際の結果を示す。風速1.0 [m/s]では無風時同様1.0~2.0 [1/h]程度の換気回数で、風速の増加とともに換気量とHVRの増加が見られ、シャフト型と通風型の自然換気を併用する効果が示された。

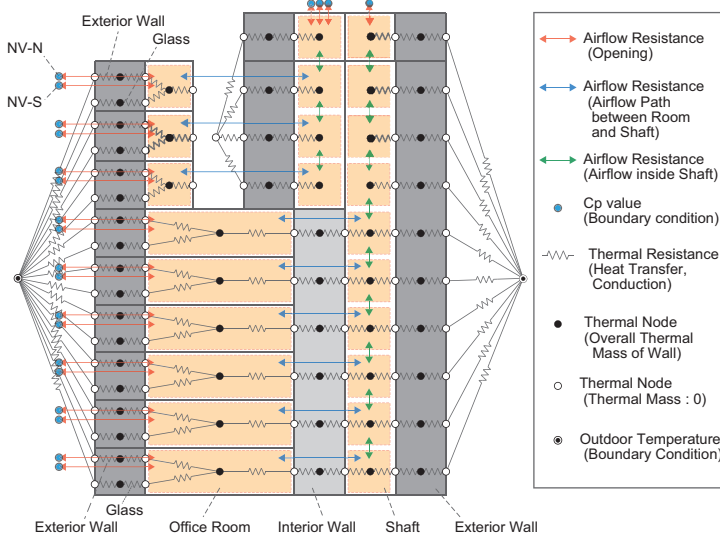


Fig.8 Thermal and Flow Network Model for Studied Building

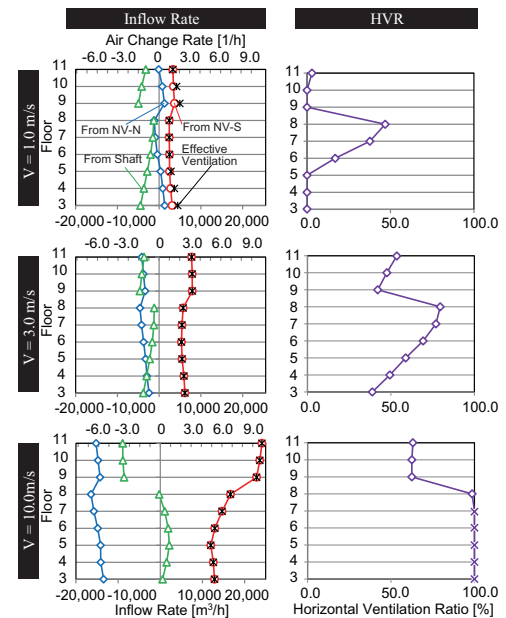


Fig.10 Effect of Wind Speed (Wind Direction : S)

Table 1 Effective Opening Area given in Airflow Network Model

Flow Path	Natural Ventilation Opening (one opening) ( $\alpha A_{\text{intake}} / A_{\text{intake}} = 0.403$ )	Flow Path between Office Room and Staircase	Flow Path between Office Room and Shaft	Staircase (one story) ( $\alpha_{\text{stair}} = 0.17 [-]$ )	Shaft (one story) ( $\zeta_{\text{shaft}} = \lambda \frac{L}{D_e} = 0.0866 [-]$ )	Backflow Prevention Window ( $\alpha = 0.43 [-]$ )
Effective Opening Area	$\alpha A_{\text{intake}} = 0.0783 [\text{m}^2]$	$\alpha A_{\text{path-lower}} = 0.442 [\text{m}^2]$	$\alpha A_{\text{path-upper}} = 0.448 [\text{m}^2]$	$\alpha A_{\text{stair}} = 2.30 [\text{m}^2]$	$\alpha A_{\text{shaft}} = 7.46 [\text{m}^2]$	$\alpha A_{\text{stair-top}} = 5.23 [\text{m}^2]$ $\alpha A_{\text{shaft-top-W}} = 2.06 [\text{m}^2]$ $\alpha A_{\text{shaft-top-N}} = 0.34 [\text{m}^2]$ $\alpha A_{\text{shaft-top-S}} = 0.34 [\text{m}^2]$

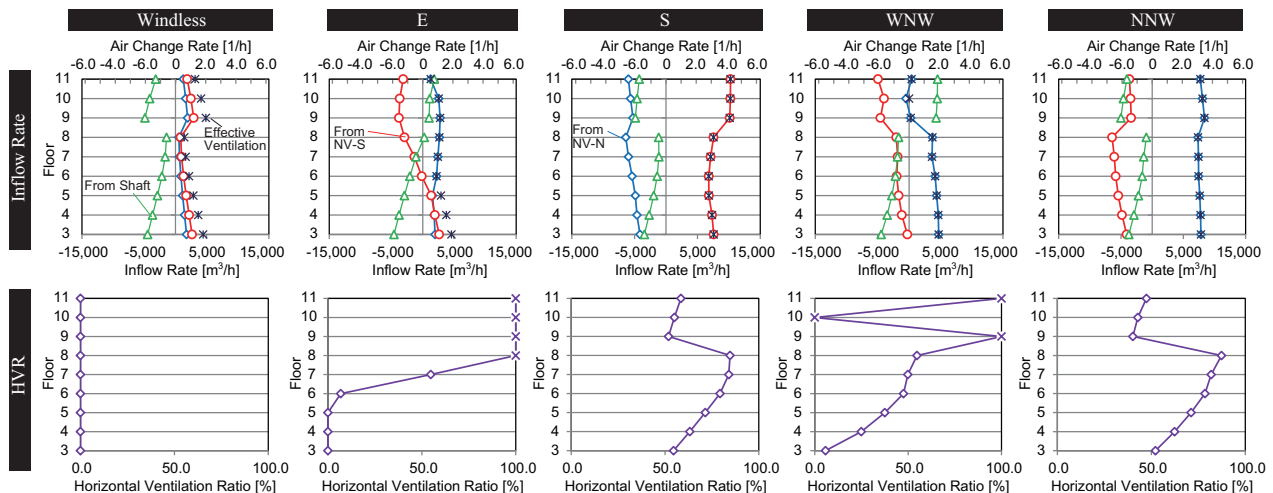


Fig.9 Natural Ventilation Rate (External Wind Speed : 4.1 m/s)

## 5. 標準モデルの熱・換気回路網計算

自然換気設計条件の変更が自然換気量に及ぼす影響について体系的な知見を得るため、標準的な自然換気建物を想定して主な設計条件についてのパラメトリックスタディを行う。建物形状及び風圧係数は前章と同様とするが、設計条件が換気量に及ぼす影響の基本的な傾向を把握するため、シャフトが1本で執務室南北それぞれの自然換気口総面積を等しくした建物モデル（標準モデル）を対象とする。ここでは「1フロアの自然換気口の有効開口面積合計 ( $\alpha A_{opening}$ )」と「執務室 - シャフト間の換気経路の有効開口面積の結合値 ( $\alpha A_{path}$ )」の2項目を変更して計算を行う。Fig.11 に換気回路網を示す。シャフトサイズは  $2.0\text{ m} \times 2.0\text{ m}$  で固定し、外気温、外部風速、内部発熱は前章と同様とした。シャフト上部の開口面積は前章の低層シャフト上部開口に面積比率を乗じたものとする。 $\alpha A_{opening}$  と  $\alpha A_{path}$  は基準階執務室床面積 ( $A_f$ ) に対する比率に基づき変更し、Table 2 に示す7条件で16風向の計算を行った。

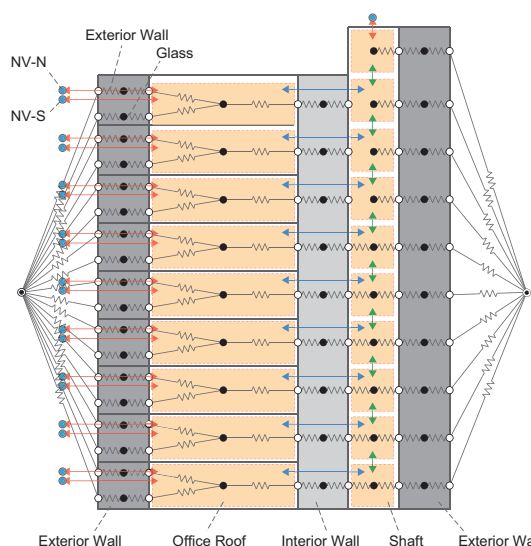


Fig.11 Thermal and Flow Network Model for Standard Model  
(Meaning of the Symbols are the same as those in Fig.8)

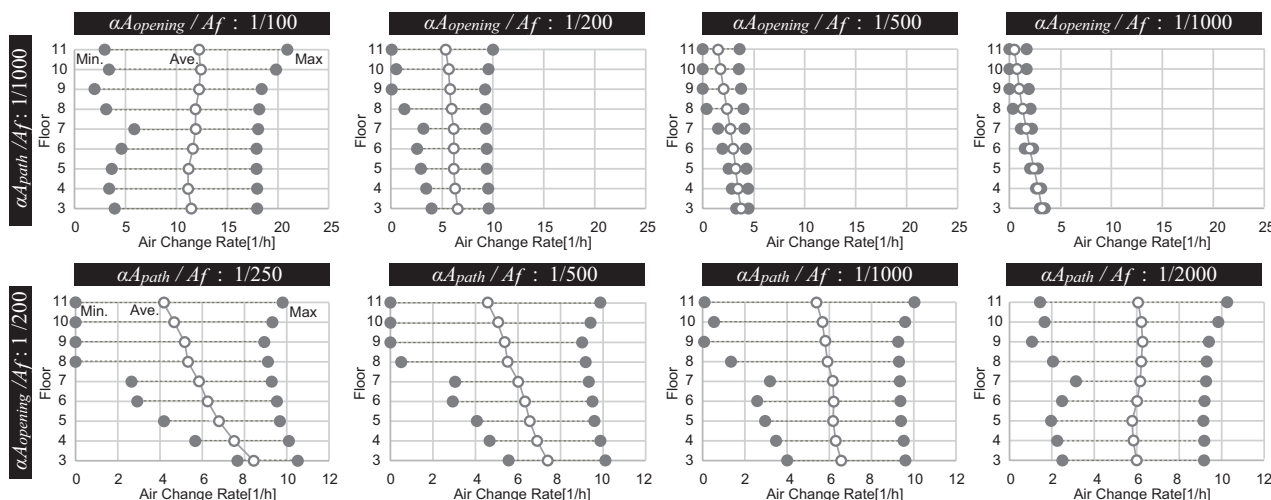


Fig.12 Average Value of the Air Change Rate obtained from Airflow Network Model for 16 Cases of Wind Direction

Fig.12 に各条件 16 風向で得られたフロア別執務室内有効換気回数の平均値と最大・最小値を示す。上層階で最小値が 0 となるのはシャフトから逆流が見られる風向があるためである。 $\alpha A_{path}$  を床面積の  $1/1000$  で固定した場合  $\alpha A_{opening}$  の大小で換気回数が大きく変化するが、フロア間のばらつきは比較的小さい。 $\alpha A_{opening}$  を床面積の  $1/200$  で固定した場合、 $\alpha A_{path}$  の大小で換気量のオーダーは変わらないもののフロア間でばらつきが大きくなる。一般的な換気回数目標値<sup>1)</sup>とこれらの結果を考慮すると、 $\alpha A_{opening}$  は床面積の  $1/500$  程度以上、 $\alpha A_{path}$  は床面積の  $1/1000$  程度の確保が目安になると言える。

## 6. まとめ

本報では風力・重力併用型自然換気を導入した実在オフィスビルの換気量計算を行った上で、標準モデルで換気口面積と換気経路抵抗に関するパラメトリックスタディを行った。その結果、自然換気口の有効開口面積は床面積の  $1/500$  以上、室からシャフトまでの換気経路の有効開口面積は  $1/1000$  程度が好ましいという知見が得られた。今後はパラメータを増やした検討を行い、より体系的な知見を得る。

### [謝辞]

風洞実験を行うにあたり立命館大学の環境・設備研究室に測定機器をお貸し頂いた。実建物のモデル作成にあたっては、松本明広氏（日建設計）及びヒューリック株式会社にご協力頂いた。熱換気回路網計算には神奈川大学の奥山博康先生のご厚意で NETS (研究教育版) を利用させて頂いた。ここに記して謝意を表します。

### [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) 松下敬幸、寺井俊夫：階段室加圧時の気流性状の実測、日本建築学会大会学術講演梗概集 D, pp.737-738, 1985, 10.

Table 2 Studied Cases in Parametric Study

$\alpha A_{path} / A_f$	$\alpha A_{opening} / A_f$			
	1 / 1000	1 / 500	1 / 200	1 / 100
1 / 2000			○	
1 / 1000	○	○	○	○
1 / 500			○	
1 / 250			○	



# 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会 市街地オフィスにおける自然換気の実測評価

## Actual Measurement Evaluation of Natural Ventilation in Urban Office

○持 留 崇 志 (竹中工務店)

佐 藤 弘 康 (竹中工務店)

松 倉 想 馬 (竹中工務店)

奥 山 広 志 (竹中工務店)

齋 藤 寛 徳 (竹中工務店)

相 馬 真 子 (竹中工務店)

西 田 恵 (竹中工務店)

Takashi MOCHIDOME\*<sup>1</sup> Hiroyasu SATO<sup>1</sup> Souma MATSUKURA\*<sup>1</sup> Hiroshi OKUYAMA\*<sup>1</sup>

Hironori SAITO\*<sup>1</sup> Masako SOMA\*<sup>1</sup> Megumi NISHIDA\*<sup>1</sup> \*<sup>1</sup> Takenaka Corporation

This study aimed to measure the efficiencies of natural ventilation by measuring the wind from the natural ventilation system at the urban office in Osaka. We measured indoor temperature, indoor concentration of CO<sub>2</sub>, and the wind velocity through windows. We also did the questionnaire survey to clear up how the people feel when the natural ventilation system is carried out. In conclusion, natural ventilation slightly improved indoor thermal environment and the subjects felt comfortable for indoor temperature and air quality. However, they complained to noise from outside. (87 /100)

### 1. はじめに

近年、建物の消費エネルギー削減や建物利用者の快適性・知的生産性向上を目的として、自然換気システムを導入した建物が増加している<sup>1)</sup>。利用者による手動での窓開閉に着目すると、金ら<sup>2)</sup>の研究では窓開閉の選択性やエネルギー使用の見える化を行うことが、利用者の環境意識向上に寄与し、省エネルギーに結びつくことが示されている。また、吉田<sup>3)</sup>の研究ではエネルギー管理モニタにより、自然換気の利用可否を利用者に伝えるシステムを構築し、情報システムを利用した窓開閉とエネルギー削減の関係性を示している。一方で、利用者が行動に移すための要因分析やプロセスの構築について述べられているものの、システム実施による定量的なエネルギー削減は示されていない。手動制御による窓開閉の自然換気システム構築には利用者を窓開閉に誘導するプロセスとその行動実施によるエネルギー削減量や利用者の快適性を定量的に明らかにする必要があると考えられる。

本研究では、自然換気を行うことによる省エネルギー、快適性向上効果を明らかにすることを目的として、市街地に立地するオフィスビルでの自然換気の実測調査とアンケート調査を実施した。実測により、窓開閉前後の物理的環境の変化および測定値からのエネルギー削減量の算出を行った。アンケートでは、窓開閉に対する執務者の快適性に関する主観的評価を検討する。

### 2. 建物概要

実測対象の M ビルの建物外観および概要を Fig.1、Table.1 に示す。対象建物は大阪市中央区に立地する事

務所ビルで、延床面積 44,592 m<sup>2</sup>、地上 9 階、塔屋 3 階、地下 2 階である。



Table.1 Outline of M building

所在地	大阪市中央区
建物用途	事務所
延べ床面積	44,592 m <sup>2</sup>
階数	地上 9 階、塔屋 3 階、地下 4 階
構造	SRC 造

Fig.1 External appearance

### 3. 実測概要

#### 3.1. 測定エリアおよび測定機器

実測対象エリアは Fig.2 に示す対象建物の 5 階南側エリアとし、アンケート対象者は 77 名である。実測期間は 2015 年 9 月 28 日～11 月 6 日である。測定項目、測定機器、凡例を Table.2 に、機器設置位置を Fig.2 に示す。

#### 3.2. 換気窓

換気窓は Fig.3 に示すようなシングルハング窓で、開放した際の外部騒音の減少および落下防止のために衝立を設け、窓の開閉位置が固定されるよう、上部にはスト

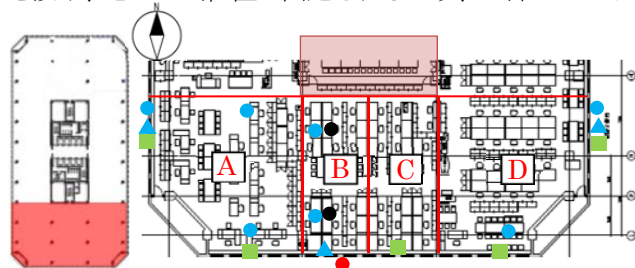


Fig.2 Floor plan and measurement points

Table.2 Measurement items

測定内容	測定機器	測定箇所	測定間隔	凡例
屋外温湿度	おんどとり	屋外	10分	●
室内温湿度	おんどとり	室内	10分	●
CO2濃度	おんどとり (CO2用)	室内	10分	●
風速	風速センサー	窓	10分	▲
窓開閉状況	窓開閉センサー	窓	1分	■
グローブ温度	グローブ温度計	室内	10分	●

ツーパーを設けた。また、衝立と窓ガラスの間に風速計を設置して、窓からの外気流入量を計算した。なお、窓の開閉状況を確認するため、Fig.2 示すA～Dの範囲ごとに1台、マグネットセンサーを設置した。

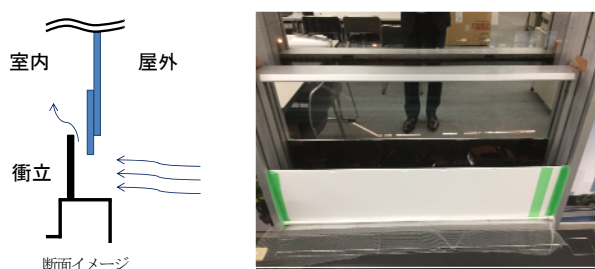


Fig.3 Ventilation window

### 3.3. 換気制御システム

窓の開閉は手動制御自然換気システム（以降、自然換気インデックス）に従い、Fig.3 に示す A～D の範囲ごとに一部の被験者が行った。自然換気の可否は室内空気エンタルピー（条件：温度 26℃、湿度 50%）と、外気温湿度の実測値より算出した外気エンタルピーの差分を取ることで判定した。

また、自然換気インデックスは Fig.4 のように、メイン PC から窓開け担当の被験者の PC へ、15 分おきに自然換気の可否を○印か×印によって示した。

### 4. 実測結果

窓開閉が有効であった時間帯は、Fig.5 に示すように、外気温が低い朝か日の入り以降の時間帯であったが、人の

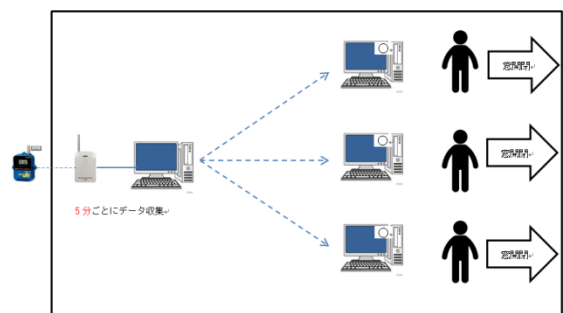


Fig.4 Natural ventilation index system

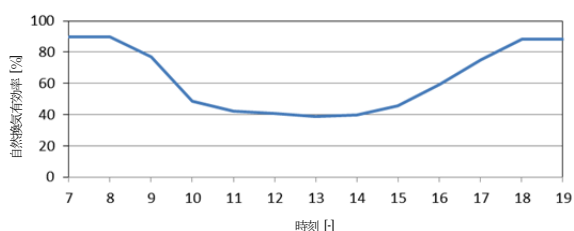


Fig.5 Open/close rate of windows

出入りや PC の稼働状況にバラつきがあるため評価が難しい。そこで、上記以外の時間で窓の開閉率に変化があった時間帯として、10 月 13 日の 13 時 50 分～15 時 10 分の実測結果を分析・評価した。

#### 4.1. 室温

室温の測定結果と窓開閉状況を Fig.6 に示す。全体的に変化は少ないが、14 時 40 分に A,B の窓を閉鎖した後はその範囲の温度がゆるやかに下がっている。D の窓は常に開いた状態であったためほぼ定常状態となっており、大きな変化はなかった。一方、窓開放中、A,B のペリメータの温度が上がっているが、室内が正圧のために室内空気が流出していることによると考えられる。

#### 4.2. CO2 濃度

CO2 濃度の測定結果と窓開閉状況を Fig.7 に示す。窓開閉率が 1.0 になった 14 時 10 分以降、全体的に CO2 濃度が下がっていることが分かる。比較をすると、ペリメータ側よりもインテリア側の方が変化は小さく、インテリア側まで大きな気流は発生していないことが分かる。

#### 4.3. 省エネルギー効果

省エネルギー効果は外気温湿度および窓からの外気流入量の実測値を用いて、式(1)より算出した。

省エネルギー量＝室内外エンタルピー差×

空気密度 (1.2[kg/m<sup>3</sup>]) × 流入風量[m<sup>3</sup>/min]… (式 1)

10 月 13 日の 1 日あたりの省エネルギー効果を Fig.8 に示す。窓を開けている朝方の省エネルギー効果が最も高く、窓を開けている他の期間にもわずかなではあるが省エネルギー効果が確認された。

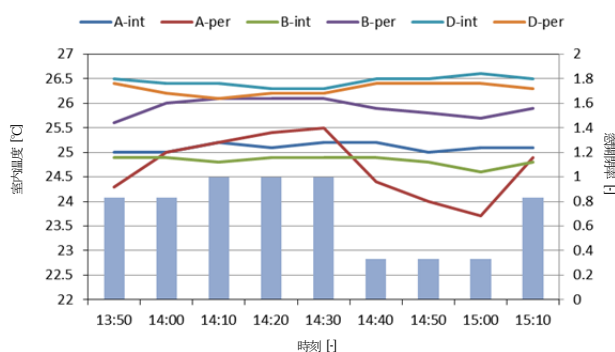


Fig.6 Indoor air temperature(10/13)

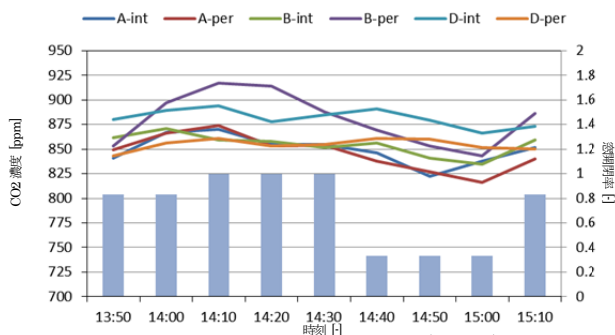


Fig.7 CO2 concentration(10/13)

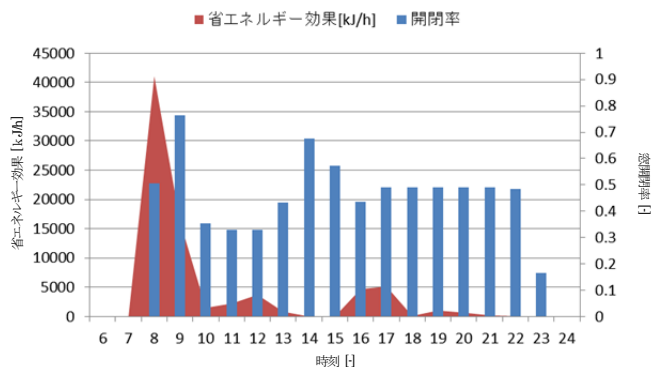


Fig.8 Quantity of energy saving(10/13)

## 5. アンケートによる主観評価

### 5.1. アンケート調査の方法

アンケート調査は、簡易アンケート・自然換気有無の比較アンケート（以降、比較アンケートとする）・SAPアンケートの3種類を行った。

簡易アンケートおよび比較アンケートの質問項目は以下のとおりである。

1. 窓を開ける前後で空気環境が変わったと感じるか。
  2. 窓を開ける前後で音環境が変わったと感じるか。
  3. 窓を開ける前後で風の影響を感じるか。
  4. 窓を開ける前後で知的生産性への変化を感じるか。
- 上記に対し、変化を感じた被験者には満足感を5段階で評価してもらった。

簡易アンケートはほぼ毎日行い、比較アンケートは自然換気を導入した1週間と窓を全く開けなかった1週間を比較して、アンケートに回答してもらった。

SAPアンケートとは室内環境と知的生産性の関係性把握を目的とした主観評価指標であり、今回は自然換気導入前後の変化を確認する目的で、回答してもらった。本論文では、他のアンケートの項目と同様、温熱環境・空気質・音・総合評価について分析を行う。

### 5.2. 簡易アンケート結果

簡易アンケートの結果を Fig.9 に示す。空気質に関しては変化を感じた人が約4分の1で、その内半数以上の人が窓を開けることによって快適になったと感じている。涼しく感じたという意見やCO2濃度が下がったように感じたというコメントがあった。一方で、変化を感じていない人の多くはインテリア側の執務者であった。

音環境は、他の結果と比較して変化を感じている割合が最も高く、約半数の人が変化を感じている。また、音環境の違いを感じる人の半数以上が不満あるいはやや不満と回答しており、建物に面する幹線道路の車からの騒音が不快であるという回答が多かった。

風については変化を感じないと回答している人が60%と非常に多かったが、変化を感じた人は半数以上が満足と回答し、不満と答える人はほとんどいなかった。

総合的に変化を感じた人は13%と非常に少ないが、半

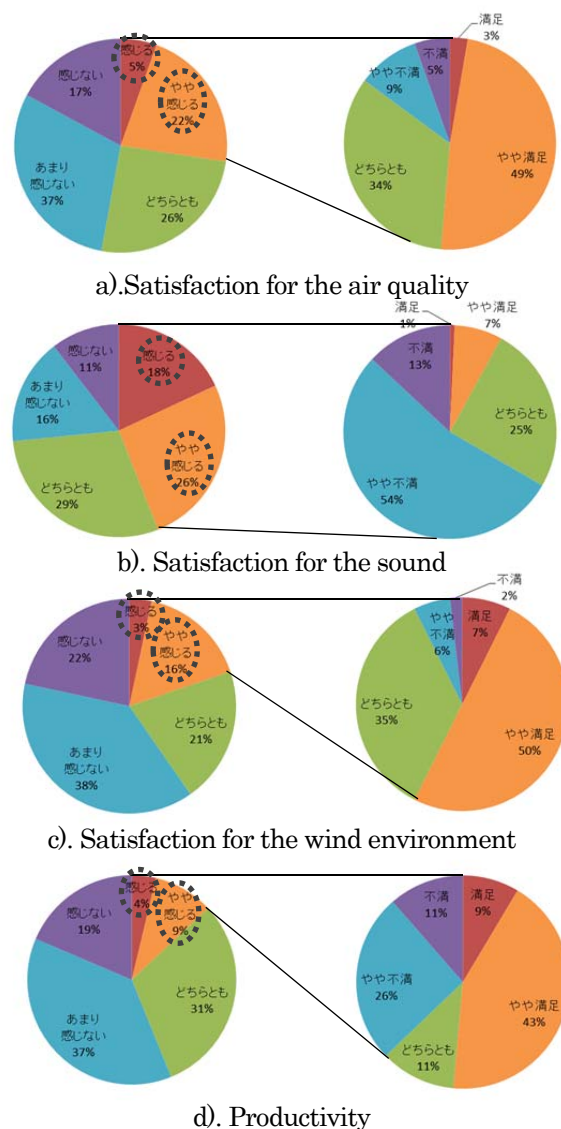


Fig. 9 Result of questionnaire survey

数以上が満足という回答をしており、自然換気の一定の効果が確認できた。

### 5.3. 中間アンケート結果

中間アンケートの結果を Fig.10 に示す。音環境の変化を感じた人が半数以上で、車の騒音が不快である、窓を閉めるとほっとするという意見があった。

空気環境や風環境については4割程度が変化を感じ、自然換気を行っている期間には朝方に室内温度が涼しく感じられた、窓を開けないと暑く感じたあるいはこもった感じがするという意見があった。

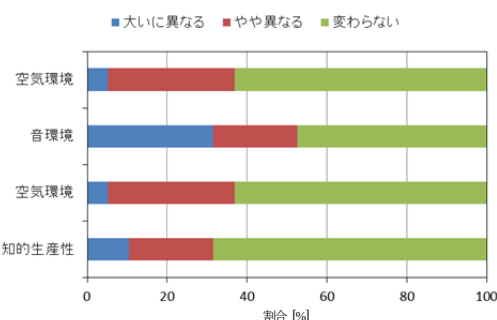


Fig.10 Result of comparison questionnaire survey



総合的には、窓を開けることで快適になり仕事に対する意欲が湧くという人もいれば、騒音に敏感な被験者からは、窓を開けることによりうるさくて仕事はかどらないというコメントもあった。

#### 5.4. SAP アンケート結果

SAP アンケートの結果を Fig.11 に示す。自然換気導入後、空気質は、どちらでもないという意見が全体として増えているが、「窓開閉による変化はあまりなかった」という意図が含まれていると考えられる。

室温は、どちらでもないという意見が減り、満足側と不満側に分かれた。窓を開けることによる気流の変化に対し、好みが分かれる結果となった。不満要因としては「埃っぽさ」がコメントとして挙げられたが、自然換気を行うことにより外部の粉塵が室内に流入しているか、室内の埃が舞い散ったことが原因と考えられる。

音環境は、不満者が圧倒的に増えており、外部騒音が気になるという回答が多かった。「騒音」という要素が市街地オフィスにおける自然換気の課題となることが分かった。

総合評価ではわずかながら不満者が増えた。空気・風環境については肯定的な意見があるものの、騒音に対する不満感が勝っていると考えられる。

#### 5.5. アンケート結果まとめ

各種アンケートより、市街地オフィスにおける自然換気によって、空気質や室内温熱環境が主観的に改善されていることが分かった。ただし、変化を感じた執務者の多くが窓際で執務をする人であったため、窓を開けている際に明らかな風の流れが室内に発生している訳ではないと考えられる。

また、音環境については、不満という評価が圧倒的に多く、市街地で自然換気を導入する際は何かの対策を考えることが必要であることも分かった。

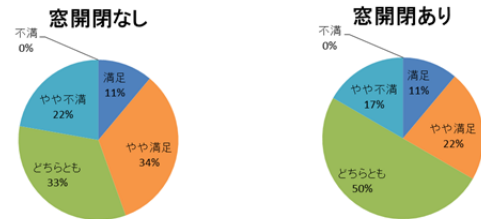
#### 6. まとめ

本研究では、市街地オフィスにて手動制御による自然換気を行い、事務所内の温熱環境の実測と、主観的評価のためのアンケートを行うことで、自然換気の効果を分析・評価した。

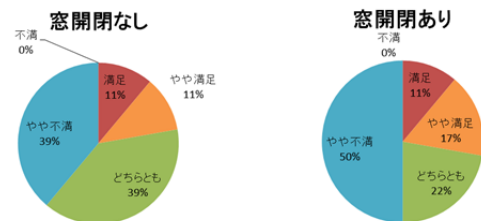
物理的評価としては、窓を開放することで室内の温熱環境、空気質環境がある程度改善され、省エネルギー効果があることも示された。

主観的評価としては、3 種類のアンケートにより、騒音に関する意見以外は、概ね自然換気を行うことで満足と感じていることが分かった。

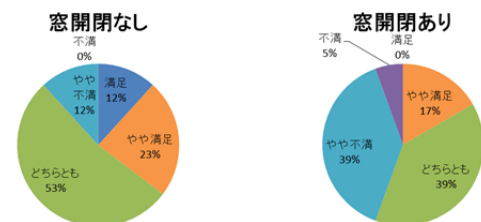
今後の課題として、多くの回答者が不快に感じる騒音への対策を行うことと、実験対象者の在不在が細かく把握できれば更なる実測値の分析が可能になると考えている。



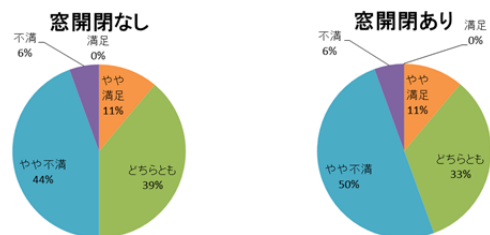
a) Satisfaction for the air quality



b) Satisfaction for the indoor air temperature



c) Satisfaction for the sound environment



d) General satisfaction

Fig.11 SAP アンケート結果

#### 参考文献

- 1) 山本佳嗣, 久保木真俊, 鈴木宏昌, 田辺真一: 自然換気システムの運用実態に関する調査, 日本建築学会環境系論文集, 第 619 号, pp.9-16, 2007.9
- 2) 金政秀, 川口知真, 田辺新一: 執務者による自然換気窓の開閉行為に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 643 号, pp.1075-1082, 2009.9
- 3) 吉田友紀子: 居住者向けエネルギー管理用リアルタイムモニタの開発, 日本建築学会技術報告集 第 17 巻, 第 35 号, pp.249-253, 2011.2



# 自然換気建物における開口部面積と換気性能の実態に関する調査研究 Survey on Opening Areas and Ventilation Performance in Natural Ventilated Building

○宇高 遼馬 (大阪大学)

相良 和伸 (大阪大学)

桃井 良尚 (大阪大学)

甲谷 寿史 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

樋津 太一 (大阪大学)

Ryoma UDAKA\*1 Hisashi KOTANI\*1 Kazunobu SAGARA\*1

Toshio YAMANAKA\*1 Yoshihisa MOMOI\*1 Taichi HINOTSU\*1

\*1 Osaka University

The number of buildings where natural ventilation system was introduced has been increasing for the purpose of saving energy. In such buildings, it is expected that comfortable thermal environment can be achieved without using air-conditioner especially in spring and fall. This paper shows the results of the questionnaire survey about the opening areas and the ventilation performance in many natural-ventilated buildings in Japan. The purpose of this study is to find the relationship between each opening area and the ventilation performance in the natural ventilated buildings.

## 1. はじめに

近年、省エネルギー対策の一つとして自然換気システムを採用した建物は増加している<sup>1)</sup>。その用途や運用方法は様々であり、自然換気システムの設計において、それらの目的に応じた換気量を適切に確保するには、計画初期段階での開口部面積の検討が必要である。しかし、実際の自然換気のパフォーマンスは、自然換気口面積、シャフト開口面積、基準階面積などの建物構成要素の組み合わせにより決定されるため、自然換気建物における定量的な設計基準は未だに確立されていないのが現状である。本報では、国内に現存する自然換気建物における各開口部面積の設計手法の定量的な分析により今後の自然換気システムの基本設計に資することを目的とし、各開口部面積及び換気性能の現状と各開口部の基準階に対する開口割合の現状を把握するための実態調査について報告する。

## 2. 調査概要

自然換気建物の各開口部面積や基準階面積が換気回数に与える影響の実態を把握することを目的として、各建物の設計者に対してアンケート調査を行った。対象建物は、自然換気システムの導入例が多いオフィスビル、学校建築、庁舎等を主用途とする建物のうち、低層建物を除いた4階建て以上のものとした。**Table 1**に調査項目、**Fig. 1**に自然換気形態、**Fig. 2**にアンケートの一部、**Fig. 3**にシャフト型建物における各開口部を示す。自然換気口面積 ( $A_o$ ) は給排気口面積の合計、パス開口 ( $A_p$ ) はボイド又はシャフトに通じる部分の開口部面積、ボイド・シャフト頂部開口面積 ( $A_s$ ) は複数ある場合についてはその合計とし、いずれも基準階あたりの値とした。自然換気対象面積は基準階面積のうちコア部分を除いた面積とした。

Table 1 Questionnaire items

Basic information	Building name	Location
	Building usage	Completion year
	Maximum height [m]	Total floor area [m <sup>2</sup> ]
	Floor (Ground / Basement)	
	Floor intended natural ventilation (Ground)	
	Standard floor area ( $A_f$ ) [m <sup>2</sup> ]	
	Standard floor area intended natural ventilation ( $A_f'$ ) [m <sup>2</sup> ]	
Ventilation strategy	Ceiling height (h) [m]	
	Chosen from Fig. 1	

Opening area	Inlet and outlet opening ( $A_o$ )	Area [m <sup>2</sup> ]
		Discharge coefficient [-]
	By-pass opening ( $A_p$ )	Area [m <sup>2</sup> ]
		Discharge coefficient [-]
Discharge coefficient (Standard floor)	Void opening or stack opening ( $A_s$ )	Area [m <sup>2</sup> ]
		Discharge coefficient [-]
Ventilation performance (Standard floor)	Air change rate (N) [1/h] (predicted / measured)	
	Flow rate (Q) [m <sup>3</sup> /h] (predicted / measured)	
Other (Standard floor)	Internal heat generation (W) [W/m <sup>2</sup> ] (predicted / measured)	

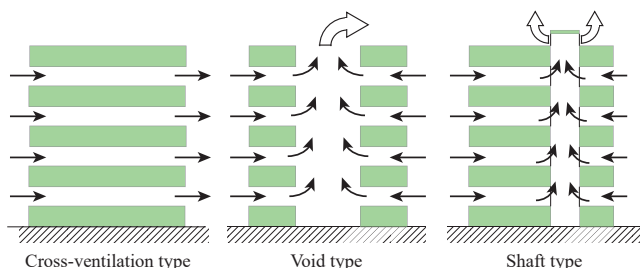


Fig. 1 Ventilation strategy

自然換気建物調査シート

1. 建物概要	
建物名称	
所在地	
3. 各開口部面積・流量係数(基準階あたり)	
自然換気口面積 $A_o$ [m <sup>2</sup> ]	m <sup>2</sup>
自然換気口流量係数 $\alpha_o$ [-]	
パス面積 $A_p$ [m <sup>2</sup> ] *1	m <sup>2</sup>
パス流量係数 $\alpha_p$ [-] *1	
ボイド・シャフト頂部開口面積 $A_s$ [m <sup>2</sup> ] *1	m <sup>2</sup>
ボイド・シャフト頂部流量係数 $\alpha_s$ [-] *1	
床面積 $A_f$ [m <sup>2</sup> ]	m <sup>2</sup>
自然換気対象面積 $A_f'$ [m <sup>2</sup> ]	m <sup>2</sup>
天井高 h [m]	m

Fig. 2 Questionnaire

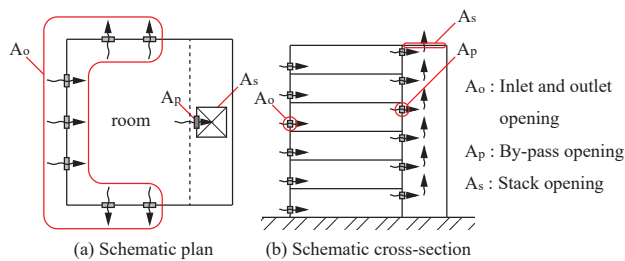


Fig. 3 Opening areas of "shaft type" building

Table 2 The number of replies

Ventilation strategy		Building usage	
Cross-ventilation type	9	Office building	31
Void type	12	School	2
Shaft type	20	Government office	3
		Laboratory	3
		Others	2
Total	41	Total	41

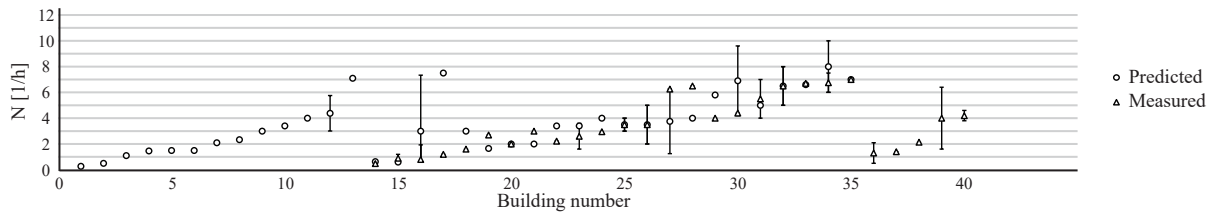


Fig. 4 Survey of air change per hour (ACH)

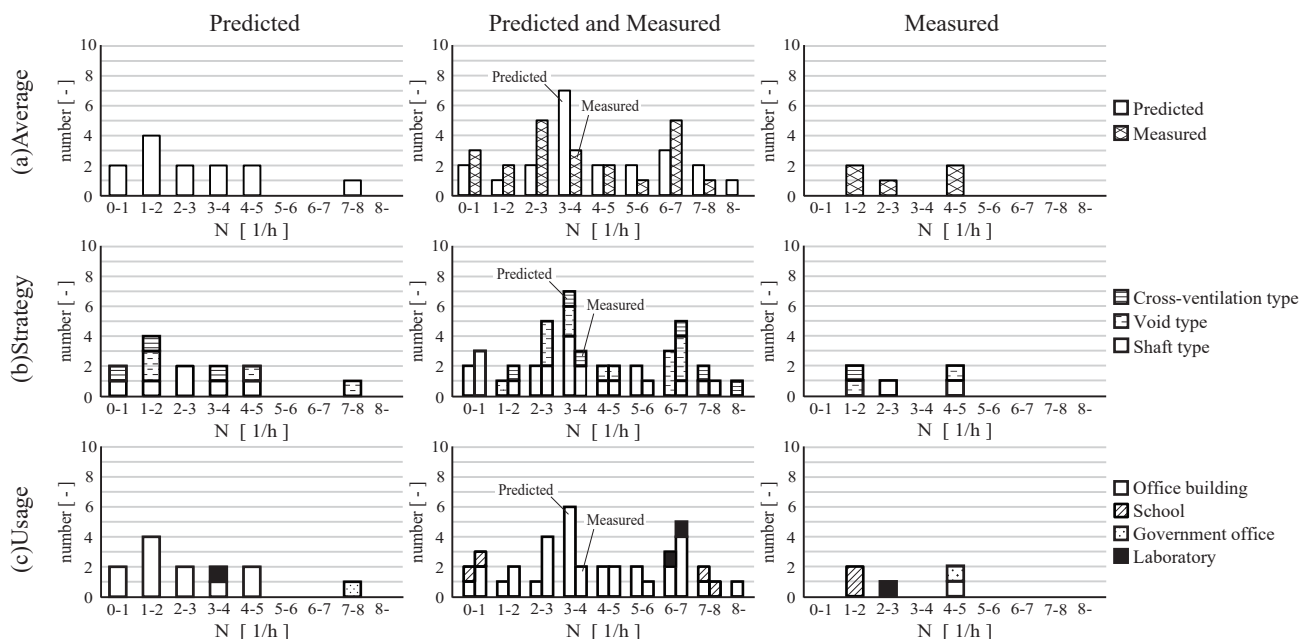


Fig. 5 Frequency distribution of ACH

### 3. 調査結果と考察

#### 3.1 回答状況

アンケート調査の結果、一部の項目が無回答であるものを含め計 41 件の回答を得た。Table 2 に回答を得た建物についての換気形態及び用途ごとの回答数を示す。

#### 3.2 換気回数に関する度数分布

Fig. 4 に各建物について得られた換気回数の予測値と実測値を示す。回答が建物によって予測値のみ、予測値と実測値の両方、実測値のみの三種類に分かれたため、横軸はそれらを区別する形式的な建物番号とした。縦軸は換気回数であり、最大値と最小値が得られた建物は記載した。Fig. 4 より、回答を得た建物のうち、およそ 3 分の 1 は換気性能に関する実測が行われていないことがわかる。以下に得られた実測値についての考察を行う。予測値については特筆すべき項目のみについて考察を行う。Fig. 4 により得られた平均換気回数を予測値のみ、予測値と実測値の両方、実測値のみの回答

ごとに分類し、Fig. 5 に平均換気回数、換気形態、用途おける度数分布を示す。

##### (1) 平均換気回数

Fig. 5(a) に平均換気回数の度数分布を示す。2～3 回/h が全体の 4 分の 1 を占め最も多く、5 回/h 未満に全体の 4 分の 3 が収まる結果となった。実測値における全建物の平均換気回数の平均値は 3.56 回/h であった。

##### (2) 換気形態による内訳

Fig. 5(b) に平均換気回数の換気形態による内訳を示す。通風型は実測が行われていない建物が半数を占めているが、実測が行われた建物では 1.4 回/h～6.7 回/h の幅広い換気回数が得られていた。ボイド型は 3 回/h 以上の割合が 3 つの形態の中で最も大きいことから、他の形態よりも比較的高い換気性能を安定して発揮していることがわかる。シャフト型は通風型と同様に幅広い換気回数が得られていることに加え、予測値との差異がほぼ見られない。これは熱回路網計算等の性能予測技術の進歩

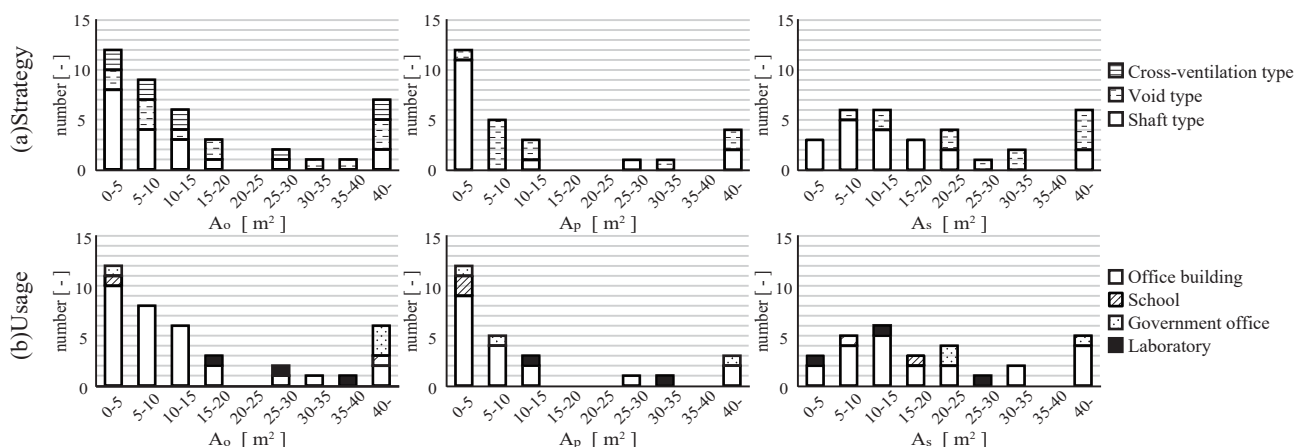


Fig. 6 Frequency distribution of opening areas

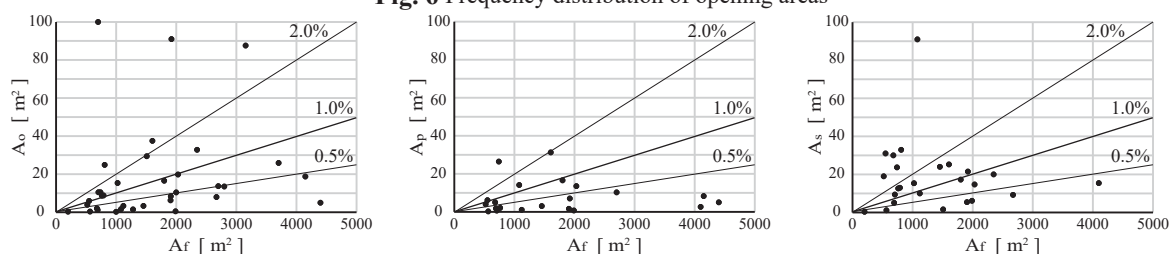


Fig. 7 Ratio of opening areas to standard floor area

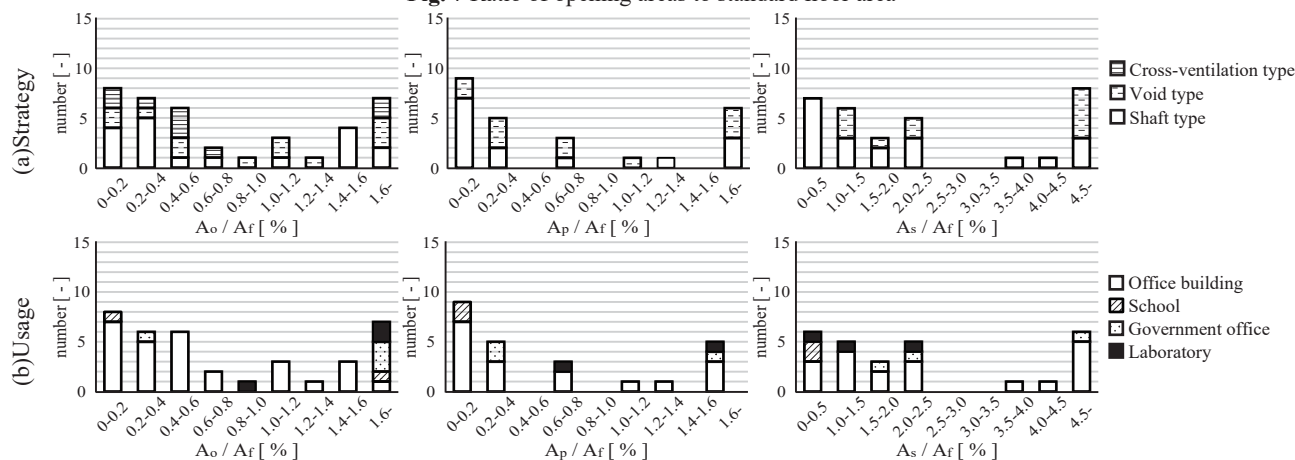


Fig. 8 Frequency distribution of the ratio of opening areas to standard floor area

によって設計者の期待通りの換気性能が得られているものとして理解できる。

### (3) 用途による内訳

Fig. 5 (c) に平均換気回数の用途による内訳を示す。オフィスビルでは3～4回/hの割合が最も大きく、オフィスビルにおける平均換気回数の平均値は3.6回/hであった。学校建築や庁舎においては詳細なデータを持ち合わせていないという回答が目立ち、換気性能の実測がオフィスビルほど積極的に行われていない現状がわかる。

### 3.3 各開口部面積に関する度数分布

Fig. 6 に各開口部面積における度数分布の(a)換気形態による内訳、(b)用途による内訳を示す。回答が有効開口面積のみの場合は、いずれの開口部においても流量係数を0.4として開口部面積に換算した。

#### (1) 自然換気口

換気形態に関しては、通風型とボイド型に開口面積の偏りが見られないことに対して、シャフト型は15m²未満に多く見られる。一方で用途に関しては、オフィスビ

ルが15m²未満に多く分布している。よって、オフィスビルの中でもシャフト型については15m²未満の自然換気口を設ける事例が相対的に多いことがわかる。一方で学校建築や庁舎、研究所は15m²以上を設けている建物がほとんどであり、オフィスビルとは対照的な結果が得られた。これはスリットや窓などの自然換気設備の選択の違いといった、用途の違いによる開口の取り方の自由度が大きく影響していると考えられる。

#### (2) パス開口

ボイド型が5m²～10m²の間に多く分布しているのに対して、シャフト型は5m²未満に多い。一方で用途による偏りは見られない。パス開口は換気形態や用途に左右されず、10m²未満に設計されることが最も一般的であることが確認できた。

#### (3) ボイド・シャフト頂部開口

ボイド頂部開口が20m²以上、シャフト頂部開口が20m²未満に多く分布した。これはボイド頂部開口が建物の中庭部分などの大空間に適用されやすい傾向にある

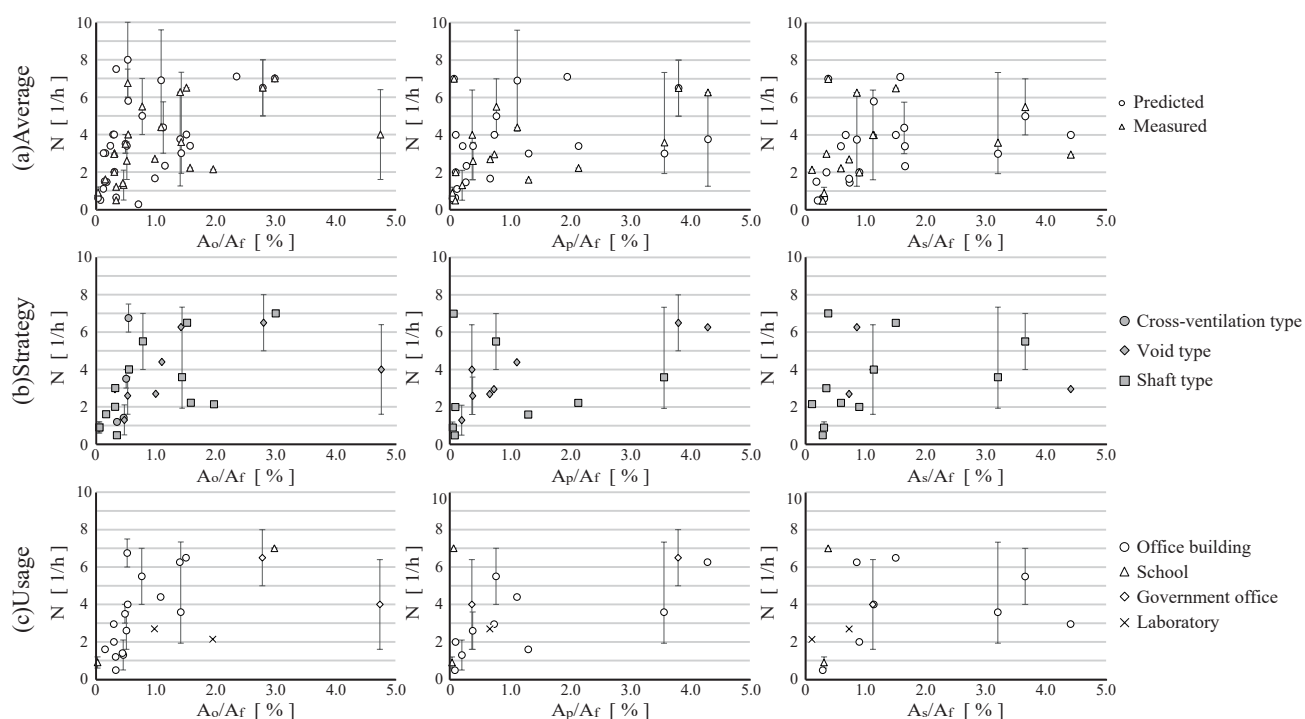


Fig. 9 Relations between ratio of opening area to standard floor area and ACH

ことと、シャフト頂部開口がシャフト頂部回りの限られたスペースに設計されることによる違いと考えられる。いずれの用途も他の開口部に比べて偏りがないため、用途に関する大まかな傾向はないといえる。

### 3.4 基準階面積に対する開口割合

Fig. 7 に各開口部面積の基準階面積に対する割合、Fig. 8 に各開口部の開口割合の度数分布の (a) 換気形態による内訳、(b) 用途による内訳を示す。

#### (1) 自然換気口

6 割の建物が 1.0 % 未満に収まり、さらに全体の 4 割以上が 0.5 % 未満に収まる結果となった。換気形態による顕著な影響は見られなかったが、Fig. 7 における 2.0 % 以上の分布は 1 件を除く全てが学校建築、庁舎、研究所であり、2.0 % 未満にはオフィスビルと他の用途が混在した。これよりオフィスビルではある程度の基準があるが、その他の用途ではそのような基準は定まっていないと考えられ、用途に関しては対照的な結果となった。

#### (2) パス開口

0.2 % 未満の建物が全体の 3 分の 1 を占め、0.5 % 未満の建物が過半数を占めた。換気形態や用途による大きな影響は見られなかった。

#### (3) ボイド・シャフト頂部開口

いずれの換気形態、用途に関しても開口部面積における結果が反映され、他の開口部に比べてばらつきが大きい。開口割合に関しても明確な設計基準はないといえる。

### 3.5 開口割合と換気回数の関係

Fig. 9 に各開口部の基準階に対する開口割合と換気回数の関係の (a) 予測値と実測値、(b) 実測値の換気形態による分類、(c) 実測値の用途による分類を示す。最大値や最小値は回答を得た建物のみ記載した。

#### (1) 自然換気口

平均換気回数が 7 回 /h 程度に達すると、開口割合が増加しても換気回数はそれ以上増加せずに飽和していくことが確認できる。開口割合が 0.5 % ~ 2.0 % では換気回数にばらつきがあるが、これらは換気回数に幅のあるオフィスビルが多いためだと考えらえる。

#### (2) パス開口

開口割合が 1.0 % 未満では換気回数もそれに伴い増加するが、それ以上は自然換気口と同様の結果となった。

#### (3) ボイド・シャフト頂部開口

換気回数のばらつきが大きく、開口割合との相関は不明であるが、開口割合が 2.0 % 未満では開口割合とともに換気回数も増加する傾向にあることがわかる。

### 4. おわりに

本報では、各開口部面積及び換気性能の現状と各開口部の基準階に対する開口割合の現状を把握する実態調査を行い、自然換気口やパス開口の設計手法はある程度の傾向が見られるが、ボイド・シャフト頂部開口は建物によるばらつきが大きいことがわかった。換気回数は換気形態や用途による影響を受け、自然換気口とパス開口の基準階に対する開口割合が大きくなると換気回数は飽和することがわかった。今後は国内外での調査物件数を増やし、かつ流量係数や内部負荷などの他の要素も考慮に入れた分析を行う所存である。

#### 謝辞

調査にご協力賜った関係各位に深く感謝申し上げます。なお、本研究の一部は日本学術振興会平成 27 年度科学研究費（基盤研究 (A) 26249082、研究代表：甲谷寿史）によった。

#### 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



環境共生型高層オフィスビルにおける自然換気に関する研究  
(第6報) BEMS 室温データを用いた自然換気量の推定

A Study on Natural Ventilation in the High-rise Office Building  
with Environment Symbiosis Technologies  
Part6 Estimation of Natural Ventilation Rate using Room Temperature by BEMS

○筒嶋 良平 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)  
山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)  
相良 和伸 (大阪大学) 林 英人 (関西電力)  
岩井 良真 (関西電力) 牛尾 智秋 (日建設計)  
豊村 幸毅 (日建設計)

Ryohei TSUTSUSHIMA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup>  
Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup> Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Hideto HAYASHI<sup>\*2</sup>  
Yoshimasa IWAI<sup>\*2</sup> Tomoaki USHIO<sup>\*3</sup> Koki TOYOMURA<sup>\*3</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka University <sup>\*2</sup> The Kansai Electric Power Co. Inc. <sup>\*3</sup> Nikken Sekkei Ltd.

In a high-rise office building with wind-forced ventilation system and BEMS, we measured differential pressure of some flow path and temperature in elevator shaft. Using temperature data gotten from measurement and BEMS, flow network calculations were conducted. To estimate flow rate by natural ventilation opening, we made the calculation. We verified the precision of the calculation to compare the calculation result to flow rate evaluated by measured differential pressure.

1. はじめに

水平型風力換気システムを有する高層オフィスビル(Kビル、大阪市)において、これまでに自然換気時の室内温度<sup>1)</sup>、気流性状<sup>2)</sup>等についての研究が行われてきた。本報ではEVシャフト含めた建物全体を対象に換気回路網計算を行うことによって自然換気量を推定した結果について報告する。本報では温度測定結果とBEMSデータを入力した換気回路網計算により自然換気量及び室間換気量を算出し、BEMSの温度デー

タのみを用いた簡易な換気量推定法の開発に資することとする。既報<sup>3)4)</sup>における測定結果との比較により計算精度の検証も行う。

2. 対象建物概要

Kビルは中間期の冷房に外気を利用する水平型風力換気システムが14～17階および27～35階に導入されている41階建の高層オフィスビルである。風力換気システム導入階における自然換気口の位置および差圧測定位置をFig.1に示す。外壁8方位の差圧測定にはオムロン社製ZN-DPX21-Sを、3箇所の執務室扉の差圧測定には高精度微差圧計を用いた。対象建物にはe-BEMSと呼ばれる、高機能エネルギー分析システムが備わっており、熱量、電力量、温度などのデータが保存されている。Table.1に、換気回路網計算に使用したe-BEMSの温度測定場所と計測機器で温度と差圧を測定した場所を示す。17階の外壁差圧に関しては、精度の問題から本報ではBEMSデータではなく実測値を用いた。高層用と低層用の各EVの停止階およびEVの台数をTable.2に示す。

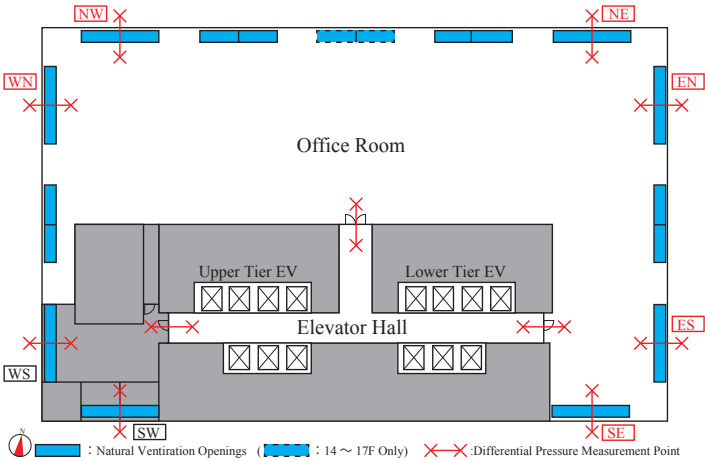


Fig. 1 Floor Plan of Office Floor

Table.1 Measurement Floor of Temperature and Differential Pressure

	Temperature			Differential Pressure	
	EV Hall	Office Room Entrance Hall	EV Shaft	Office Room Door	Outer Wall
eBEMS	B3F~B1F, 1F~40F	1F,2F,8F, 15F~20F,22F, 25F,27F~40F	-	-	17F,32F
Measurement	1F,8F,15F, 27F,32F,40F	17F,32F	1F,8F,15F(Low) 1F,15F,27F,32F,40F(High)	15F,27F,32F	15F,17F,32F

Table.2 Specification of Each EV Shaft

	Stop Floor	Number of EV
High-Rise EV Shaft	B3F~6F,17F~20F, 22F~40F	7
Low-Rise EV Shaft	B3F~20F	7

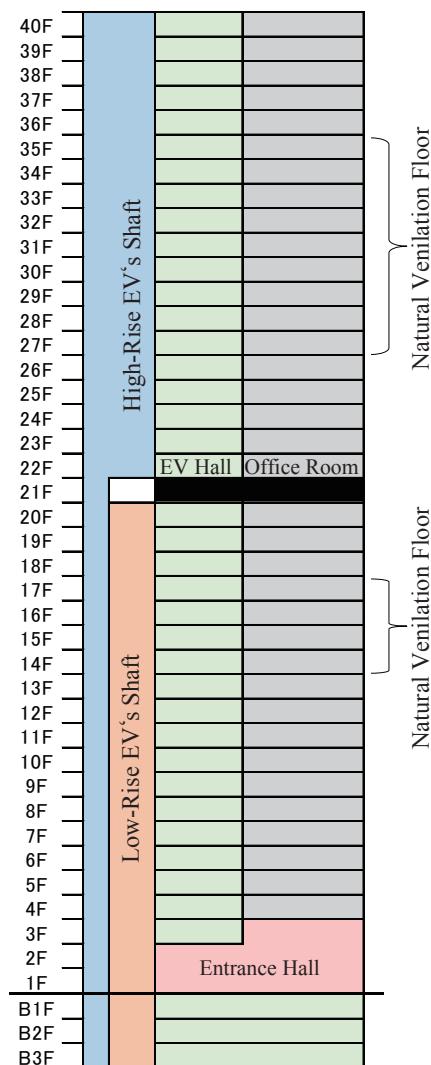


Fig. 2 Model of Flow Network Calculation

Table.3 Effective Opening Area of Outer Wall

Air Tightness	Effective Opening Area Outer Wall Area $\left[\frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2}\right]$
Tight	0.5
Average	1
Loose	2
Super Tight	0.25

出典) 高層建物における煙突効果による  
隙間風の予測方法と防止対策<sup>6)</sup>

### 3. 換気回路網計算の入力条件

対象建物を Fig. 2 のように高層用 EV シャフトと低層用 EV シャフトに分けてモデル化し、換気回路網計算ソフトウェア Ventsim3.0.6 を用いて、室温固定での換気回路網計算を行った。風圧係数は設計時において実施した、基準階のみを対象とした模型実験の結果を利用し、全階に同じ値を使用した。また、外壁の隙間量は Table. 3 に示した文献値<sup>5)6)</sup>を参考とし、外壁  $1\text{m}^2$  あたり  $0.25\text{cm}^2$  の有効開口面積を有すると仮定して単純開口として計算した。2014 年 10 月 29 日～10 月 31 日の差圧測定結果を Fig. 3 に示す。測定結果を元に、自然換気口の閉時の代表時刻として 10 月 30 日の午前 7 時を、開時の代表時刻として 10 月 31 日の午

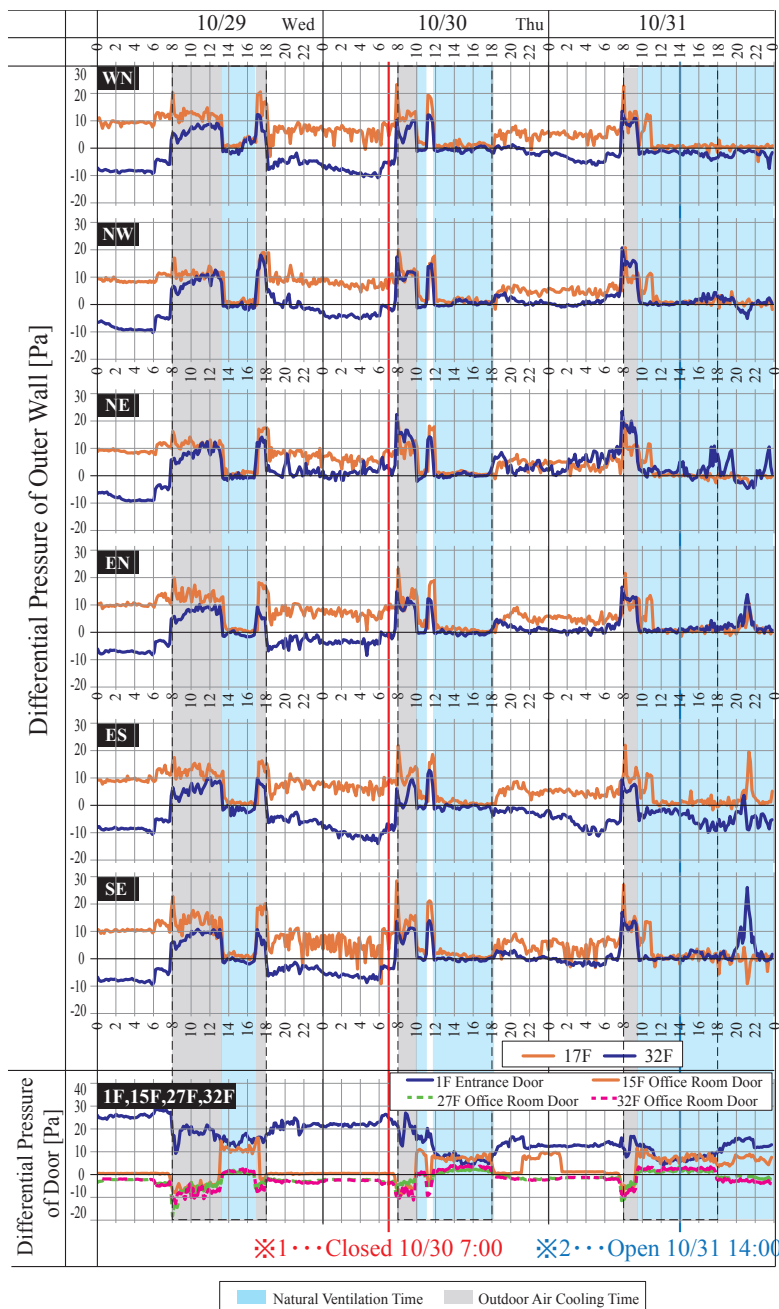


Fig. 3 Measurement Result of Differential Pressure

Table.4 Outside Air Conditions

Date and Time	Temperature	Wind Velocity	Wind Direction
10/30 7:00 Close	12.3°C	1.5m/s	NE
10/31 14:00 Open	21.4°C	1.8m/s	N

後 2 時を設定し、同時刻の BEMS データと測定値を入力した。外気条件には Table.4 に示した、各代表時刻における大阪市のアメダス気象データを使用した。外部風速はベキ乗則に倣うとし、ベキ数は 0.20 とした。執務室扉等の隙間特性 (a 値、n 値) は、気密測定によって算出した値を用いた。

#### 3.1 EV シャフト内温度

低層用 EV シャフト内 3 点、高層用 EV シャフト内 5

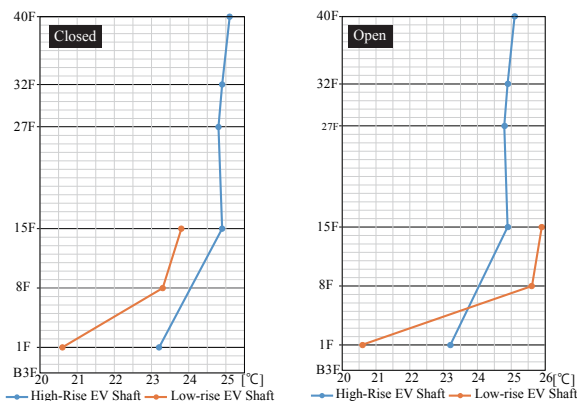


Fig. 4 Temperature of EV Shaft

点の開閉それぞれの代表時刻における温度測定結果を Fig. 4 に示す。EV シャフト内の温度はKN ラボラトリー社のハイグロクロン温湿度ロガーを用いて測定した。閉時と開時ともに、低層シャフトと高層シャフトの両方において1階の温度が著しく低い。特に開時の低層シャフトでは顕著であり、1階と8階で5度近くの温度差が生じている。1階はエントランスとなっているため開口が多く、さらに低層部から外気が流入して高層部から流出する流れが形成されていることによってこのような結果が生じたと考えられる。本報における計算モデルでは、EV シャフトをそれぞれ1室としているため、これらの測定温度の平均値をモデルに入力した。

### 3.2 EV ホールおよび執務室内の温度

Fig. 5 に各階のEV ホールと執務室におけるBEMSデータによる温度を示す。なお、基本的にEV ホールは天井面、執務室は還気ダクト内の温度を使用している。外気の流入のためか、両条件において1階のEV ホールの温度が特に低くなっている。低層用EV シャフト内の測定結果と逆に、EV ホールでは閉時の方が1階と8階の温度差が大きくなっている。執務室内の温度は使用状況により異なるものの、開時の方が閉時よりもEV ホールと執務室内の温度差が小さいという結果になった。BEMSによる温度データの記録が行われていない室に関しては、線形補間によって求めた温度を入力した。

## 4. 計算結果

前述の条件を入力して得られた換気回路網計算の結果について、自然換気口の開閉別に報告する。はじめに、自然換気口の閉時をモデル化し、執務室扉の隙間通気量の実測値と計算値からその精度を検証する。次に、自然換気口の閉時のモデルに自然換気口を設けた開時のモデルで換気回路網計算を行い、自然換気口の通気量を推定する。そして実測値と比較し、BEMSデータを用いた換気回路網計算が自然換気量の推定に有効かどうかを評価する。

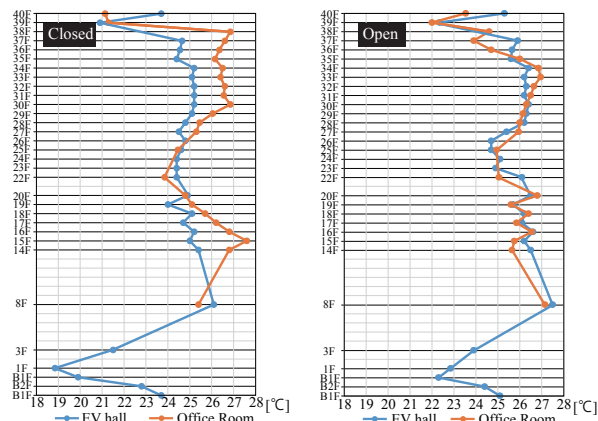


Fig. 5 Temperature of EV Hall and Office Room

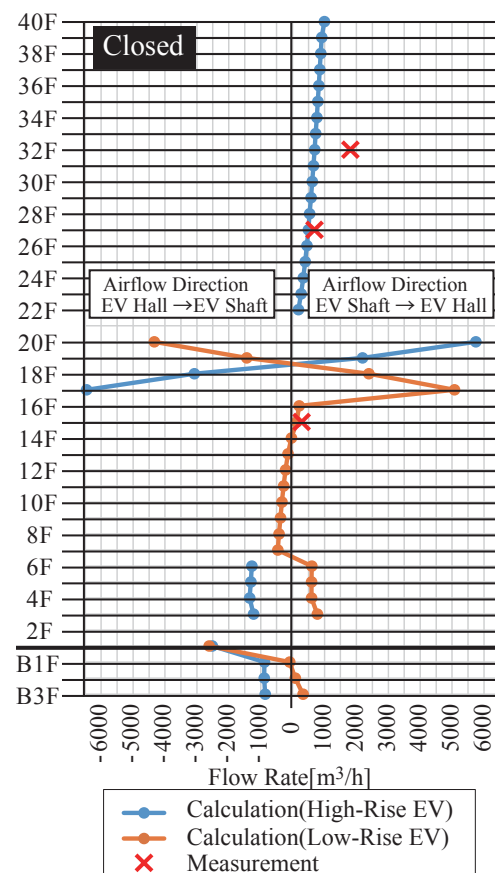


Fig. 6 Flow rate from EV shaft to EV hall (Closed)

Table.5 Comparison of Measurement and Calculation (Closed)

	Flow Rate [m³/h]	
	Measurement	Calculation
32F	+1806	+689
27F	+681	+492
15F	+282	+128

### 4.1 自然換気口閉時

Fig. 6 に閉時のEV シャフト-EV ホール間の計算結果を示す。低層用EV と高層用EV の両方の停止階である3階～6階、17階～20階において、低層用シャフトおよび高層用シャフトとEV ホールの通気の向きが逆向きになっており、一方からEV ホールへ吹出した空気がもう一方のシャフト内に流入するようになって

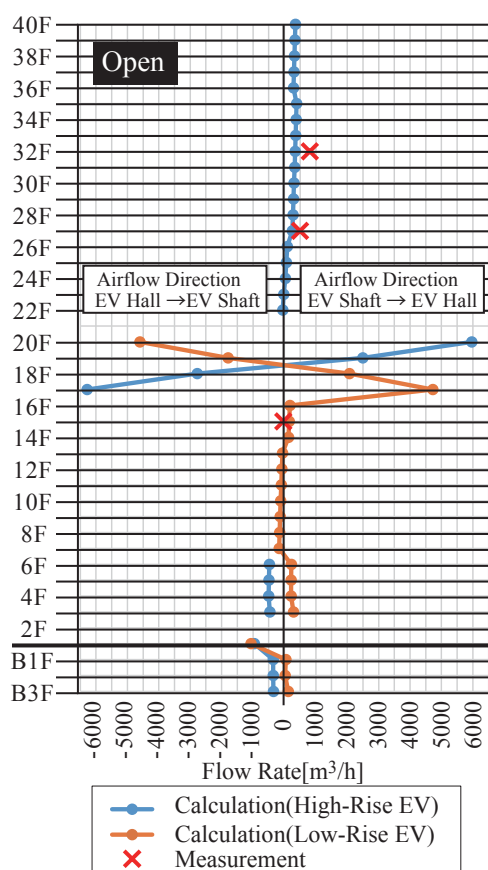


Fig. 7 Flow rate from EV shaft to EV hall(Open)

いる。低層用EVの停止階の最上階である20階では、シャフトからEVホールに流出する結果が予測されたが、逆に大きく流入するという結果になった。その他の執務室階は、7階以上の低層部ではEVシャフト内に流入する側、高層部ではシャフトから流出側に分布が生じている。Table.5に、差圧測定値および隙間測定値から算出した執務室扉の隙間通気量と、換気回路網計算結果による通気量を示す。なお、EVホールから執務室内に流入する方向をプラスとしている。32階の通気量の差が大きいものの、高層階ほどEVホールから執務室への通気量が大きくなるという傾向が再現されており、十分な精度を有していると考えられる。

## 4.2 自然換気口開時

Fig. 7に開時のEVシャフト-EVホール間の計算結果を示す。低層用EVと高層用EVの両方の停止階では閉時の計算結果と同様の傾向が見られた。全体的な傾向は閉時と変わらないものの、22階以上の高層階では開時の方がEVシャフトからEVホールへ流入する通気量が小さくなっており、煙突効果が抑制されているという結果が得られた。Table.6に執務室扉、自然換気口それぞれの通気量の実測値と計算値を示す。なお、自然換気口は流入量のみを示している。執務室扉の通気量に関しては、15階、32階において半分程度の精度となっている。しかし、より通気量の大きい自然換気口からの流入量は32階は7割程度、17階は8割程

Table.6 Comparison of Measurement and Calculation(Open)

	Flow Rate[m³/h]			
	Office Room Door		Outer Wall	
	Measurement	Calculation	Measurement	Calculation
32F	-35.8	+149	+13,436	+10,250
27F	+492	+252	-	+9977
17F	-	-	+8,924	+11,480
15F	+806	+340	-	+10,570

度の精度で計算できており、10,000m³/hに近い自然換気口からの流入量に比べると、執務室扉の500m³/h程度の差は僅かな差と見なしても良いと思われる。

## 5. まとめと今後の課題

水平型風力換気システムを有する41階建の高層オフィスビルをモデル化し、BEMSデータを活用することによって最小限の追加測定による換気回路網計算を行った。閉時においてモデルの精度を検証した後、開時における計算結果を差圧測定結果による通気量と比較したところ、17階と32階において、7～8割程度の精度で自然換気口からの外気導入量を推定することができた。

本報では代表時刻1条件で自然換気量の推定を試みたが、今後は、複数の時間帯を対象に、様々な温度、風向、風速条件化で検証し、モデルの精度向上を行う予定である。

### 【謝辞】

本研究の一部は、日本学術振興会平成27年度科学研究費（基盤研究（A）26249082、研究代表者：甲谷寿史）による。

### 【参考文献】

- 堀川晋、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、杭瀬真智子、林英人、山際将司、市山論、山下植也、磯村隆司、牛尾智秋：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第4報）オフィスビルへの導入の概要と初回実測結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 1033-1036, 2005年8月
- LIM EUNSU、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、武田尚吾、山際将司、堀川晋：自然換気併用型タスク・アンビエント空調を有する室の温熱・空気環境の形成メカニズムに関する研究（その9）高層オフィスビルの執務室全域における局所空気齢分布、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp. 789-790, 2006年9月
- 筒嶋良平、甲谷寿史、山中俊夫、桃井良尚、相良和伸、林英人、山口弘雅、岩井良真、牛尾智秋、豊村幸毅：水平型風力換気システムを有する高層オフィスビルの中間期室内CO<sub>2</sub>濃度分布の実態、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 268-271, 2015年9月
- 筒嶋良平、甲谷寿史、山中俊夫、桃井良尚、相良和伸、林英人、山口弘雅、岩井良真、牛尾智秋、豊村幸毅：環境共生型高層オフィスビルにおける自然換気に関する研究（第3報）建物全体における自然換気経路の把握、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 101-104, 2015年9月
- George. T. Tamura, Chia Y. Shaw: STUDIES ON EXTERIOR WALL AIR TIGHTNESS AND AIR INFILTRATION OF TALL BUILDINGS, ASHRAE Trans., Vol. 82, Part1, pp. 122-134, 1976
- 村上周三、吉野博、大高一博、小峯裕巳、戸河里敏、西岡利晃、新田勝通、早川真、渡辺健一郎：高層建物における煙突効果による隙間風の予測方法と防止対策、建築雑誌 Vol. 100, No1239 pp. 72-86, 1985年10月



# 通気層とアルミ反射材の複合工法の断熱性能の検証と排熱特性の夏期評価

## Heat Load Reduction Effect by Mechanical Ventilated Air Layer with Aluminum Seat in Wall & Evaluation of Thermal Insulation Efficiency in Consideration of Common Type of Insulation Method in Summer

○胡 内 裕 翔 (立命館大学)

近 本 智 行 (立命館大学)

李 明 香 (立命館大学)

Yuto KOUCHI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>2</sup>\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University

The objective of this study is to evaluate the performance of ventilated air layer with aluminum seat in the wall by the measurement in outdoor experimental houses. This paper show the effect that the low emissivity of inner surface of mechanical ventilated air layer cuts down radiant thermal transfer and induces the increase of exhaust heat. Furthermore, we found the mitigation of indoor daily temperature range and the improvement of indoor radiant environment in summer.

### 1. はじめに

建物の高断熱・高気密化が国策として推進されている一方で、現行の省エネ基準においては部材単体の熱伝導率を中心に評価しており、通気層に面する壁面を低放射率化することによる放射熱伝達率低減や通気層による排熱効果は加味されていないことから、新たな評価手法の確立が今後求められると考えられる。

そこで、本研究では、構造体を囲むようにアルミを貼った後、外気側に通気層、室内側から現場発泡硬質ウレタンを吹き付ける工法（以下ウレタン遮熱工法）に着目し、今後の遮熱効果の定量的評価に繋げるために熱的性能の検証を昨年に引き続き行う。既報<sup>文1)</sup>では、実験棟の完成がずれ込み夏期実測が十分に行えなかったことから再度夏期実測を行い、断熱工法の違いによる断熱性能を検証したほか、通気層内空気をファンによって強制排気させたときの、通気層の排熱特性の評価を行ったので報告する。

### 2. 実験棟の概要

#### 2.1 夏期室内温熱環境実測期間

立命館大学びわこくさつキャンパスの敷地内にウレタン遮熱工法を施した実験棟と、構造部材の隙間に袋入りグラスウールを詰め込んだ工法（以下、充填断熱工法）の実験棟をそれぞれ建設した。Table1 に各工法実験棟の各部材熱伝導率を示す。省エネ法に基づく手法で算出した熱貫流値は、ウレタン遮熱工法棟が  $0.827\text{W/K}\cdot\text{m}^2$ 、充填断熱工法棟が  $0.483\text{W/K}\cdot\text{m}^2$  と、計算上では充填断熱工法棟の方が高い断熱性能を有していることとなる。また、Fig.1 に実験棟の南北断面図と平面図を示す。実験棟の室容積は  $3.64\text{m}\times 2.73\text{m}\times 3.05\text{m}=30.3\text{m}^3$  で、長辺が南北側に面して

いる。実験棟に窓は設置しておらず、北面に断熱加工を施した扉<sup>注1)</sup>がある。屋根面は日射を受けやすいように南側への片屋根となっており壁内や天井で暖められた通気層内の空気が北側の軒先から抜けていく構造となっている。

Table1 Physical properties

材料	厚み $\delta$ [mm]	熱伝導率 $\lambda$ [W/m·K]	熱抵抗率 $R[\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}]$	熱貫流率 $K[\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}]$
室内側表面	—	$ra=0.11$	1.209	0.827
石膏ボード	12.0	0.22		
空気層	81.0	$ra=0.09$		
ウレタン樹脂発泡層	30.0	0.026		
アルミ反射材	4.0	0.054		
通気層	32.0	$ra=0.11$		
外装材(鉄板)	4.0	計算含まず	2.07	0.483
室内側表面	—	$ra=0.11$		
石膏ボード	12.0	0.22		
空気層	30.0	$ra=0.09$		
グラスウール(10k)	75.0	0.044		
通気層	32.0	$ra=0.11$		
外装材(鉄板)	4.0	計算含まず		

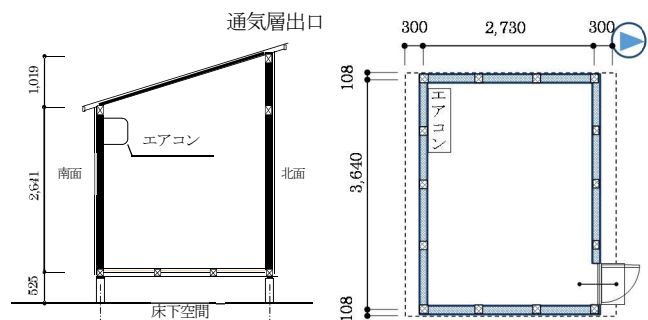


Fig.1 Floor plan and cross section plan

2.2 ファンによる通気層、強制排気実測

8/17～18 にかけて、ウレタン遮熱工法棟を対象として南側外壁上部に通気層から強制的に排気を行うファンを設置し、南側壁面はファンにより通気層内の空気が排出することができる構造へと変更した。天井や他方位の通気層は従来通り北側の軒先から抜けていく構造となっている。なお、ファンは強と弱の2段階での運転切り換えが可能となっており。カタログ値での換気風量、風速は、強の場合 255m<sup>3</sup>/h、2.25m/s、弱の場合 192m<sup>3</sup>/h、1.64m/s となっている。

2.3 測定概要

測定概要を Table2 に示す。また、Fig.2 に壁体内部の熱電対測定点を示す。

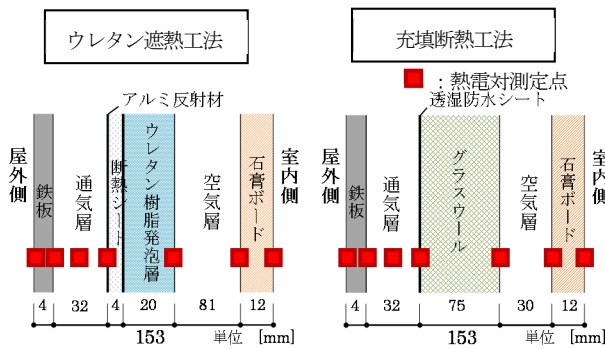


Fig.2 Cross sections of walls and measurement points

Table2 Measuring instruments

測定機器	測定項目
熱電対	部材間温度、室内上下温度
電力量計	エアコン電力使用量
全天日射計	全天日射量
差圧計	通気層内通気方向の判定

3. 夏期温熱環境実測の結果

夏期実測期間は、2015/7/15 から 8/16 までとし、そのうち 7/28～8/3 の 7 日間は冷房運転を 9:00～18:00 間に行い 8/6～8/8 の 3 日間は冷房運転を 1 日中行う「冷房運転日」、その他の日はエアコンを全く稼働させずに室内の温熱環境を把握する「非冷房運転日」とした。なお、断熱工法の効果をより確認しやすくするため、昨年度との比較を行うために冷房の設定温度は 24℃とした。

3.1 「非冷房運転日」の実測結果

Fig.3、Fig.4 に「非冷房運転日」8/9（最高気温 35.2℃<sup>注2)</sup>、晴天日）における各実験棟の室内表面温度と室内温度の変動を示す。どちらの実験棟においても、外気温度・日射量の変化にやや遅れて室内温度が変動している。8 時過ぎに日射量が急激に増加している理由としては東側に隣接する建物によって 8 時過ぎまで日射が遮蔽されていたからと考えられる。一日の室内温度変動に着目すると、ウレタン遮熱工法棟の実験棟（以下 A 棟）は一日の最大値

と最小値で約 7℃の温度差が生じているのに対し、充填断熱工法の実験棟（以下 B 棟）では温度変動幅が A 棟よりも大きくなり、最大値と最小値で約 10℃の温度差が見られた。また、B 棟は天井表面温度が他の壁面の表面温度に比べ日中 3℃程常に高く、屋根面から室内に流入する熱量が多いことが分かる。

Fig.5 に 7/25 の日中（10:00～18:00）における南側壁体内の各部材の温度分布を示す。通気層から室内側にかけて A 棟のほうが徐々に部材温度が低くなり、通気層温度と通気層室内側表面温度で約 4℃、室内側壁面表面温度では約 2℃の差が実験棟間で見られた。Fig.6 には、8/12 西壁面 9:00～18:00 における外装材裏面温度と通気層室内側表面温度<sup>注3)</sup>との差と、外装材裏面温度との関係性を示す。二棟ともに外装材裏面温度変化に比例するようにして通気層による排熱が行われ、通気層屋外側と室内側での温度差が変化していることが確認できるものの、A 棟のほうがより勾配が急であり通気層による排熱が多く行われていることが確認できる。これは二棟間の通気層内表面放射率の違いによるものと考えられる。

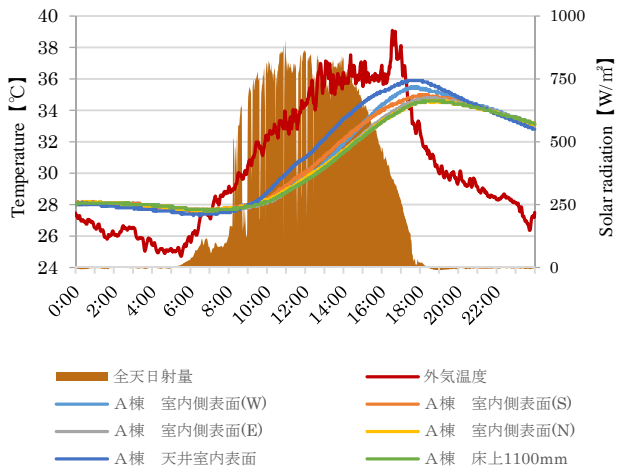


Fig.3 Room temperature in House-A (8/9)

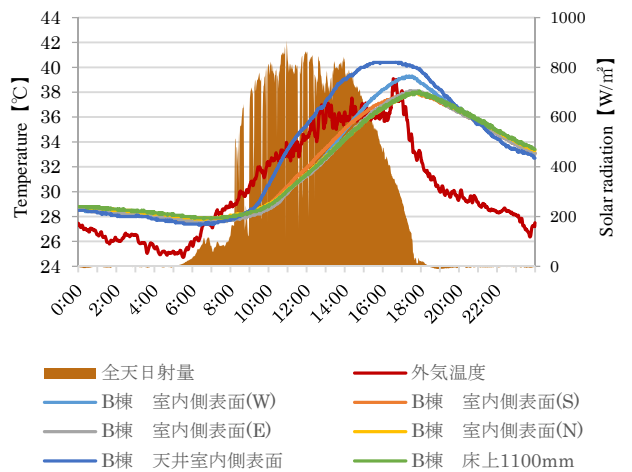


Fig.4 Room temperature in House-B (8/9)

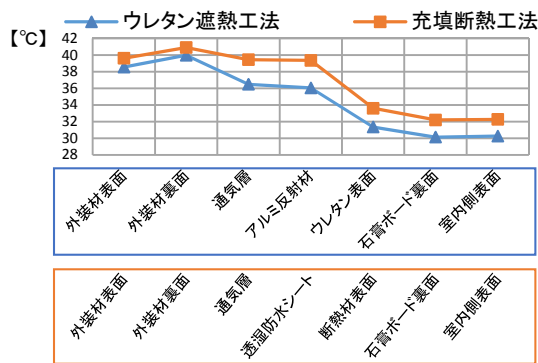


Fig.5 South wall temperatures between components (7/25)

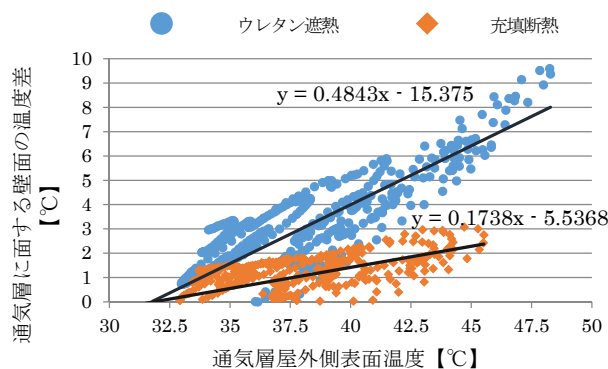


Fig.6 Effect of ventilated air layer

3.2 「冷房運転日」の実測結果

Fig.7に夏期実測における「冷房運転日」のうち外気温度と日射量が高かった日の冷房による消費電力量の一例を Table3 に終日運転を行った 8/7 の時間別消費電力量を示す。外部環境の違いで日によって消費電力量の変動はあるものの全ての「冷房運転日」においても充填断熱工法棟に比べてウレタン遮熱工法棟の消費電力量が低い結果となり、また、夏期の全ての「冷房運転日」の結果を平均すると、ウレタン遮熱工法棟の消費電力量は約 1310Wh、充填断熱工法棟の消費電力量は約 1790Wh となり、ウレタン遮熱工法棟の消費電力量は充填断熱工法棟の約 73%に抑えられていた。また、時刻別の電力消費量で見ると夜間は 2 棟間で大きな差は確認できないものの、日中の日射量の多い時間帯では A 棟が B 棟に対して約 4 割電力消費量を抑えられていることが確認できる。これは、2 棟間の日中時における断熱性能の差によるものと考えられる。

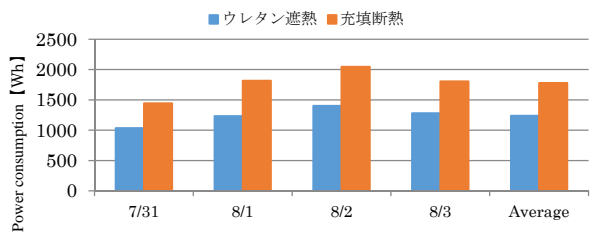


Fig.7 Power consumption of each building

Table3 Outdoor environment and power consumption (8/7)

測定時刻	積算電力量(Wh)		外気温度(°C) 注2)	室内温度(°C)		日射量(W/m²)
	B 棟	A 棟		B 棟	A 棟	
0:00~2:00	119	102(85.7%)	27.1	22.3	22.6	0.0
2:00~4:00	116	99(85.3%)	26.9	22.3	22.6	0.0
4:00~6:00	113	102(90.3%)	27.2	22.3	22.5	8.4
6:00~8:00	144	106(73.6%)	28.6	22.3	22.6	102.0
8:00~10:00	167	127(76.0%)	30.8	22.3	22.7	439.5
10:00~12:00	284	182(64.1%)	33.7	22.1	22.7	737.5
12:00~14:00	371	245(66.0%)	34.8	22.2	22.7	554.8
14:00~16:00	496	277(55.8%)	34.9	22.1	22.7	604.3
16:00~18:00	410	259(63.2%)	32.8	22.0	22.5	152.2
18:00~20:00	184	185(100.5%)	31.5	22.9	23.3	0.0
20:00~22:00	174	161(92.5%)	29.9	23.0	23.3	0.0
22:00~24:00	137	130(94.9%)	28.5	23.0	23.3	0.0

\*括弧内の数値は B 棟を 100 とした時の A 棟の割合。

4. 夏期ファンによる通気層強制排気実測の結果

4.1 実測概要

Table4 に測定ケースを示す。室内は空調や発熱体は作動させずに、自然状態とした。

4.2 ファン稼働に伴う排熱特性比較

ファンによる排熱効果を確認するために、熱電対で計測した外表面温度と室内温度より通気層温度とアルミ反射材表面温度を一次元非定常伝熱計算<sup>文2)</sup>で算出し、実測値との比較を行った。非定常伝熱計算に用いたモデルと物性値、計算条件を Table5、Table6、Table7 に示す。計算値は Case1-3 全てでファンを稼働させていないものとして解析を行っている。

Fig.8にファンを非稼働とした 8/28 の実測値と計算値を示す。計算値が実測値を高い精度で追従しており、計算誤差は通気層で 2.7%、アルミ反射材で 3.4%となった。

Table4 Fan operation mode

CASE-1	ファン OFF
CASE-2	設定風量弱
CASE-3	設定風量強

Table5 Analysis condition

入力値	外装材表面温度	実測値
	外気温度(通気層入口温度)	実測値
	室内温度	実測値
Δ t	0.25 秒	

Table6 Analysis models physical properties

材料名	厚み [mm]	熱伝導率 [W/m・K]	熱伝達抵抗 [m²K/W]	密度 [kg/m³]	比熱 [kJ/kg・K]	室外側放射率	室内側放射率
外装材	4	80.4		7874	0.435		0.9
通気層	32	計算による					
アルミ反射材	4	0.054		20	2	0.1	
ウレタン発泡層	20	0.026		30	1.47		
密閉空気層	81		0.09				
石膏ボード	12	0.22		750	1.13		
室内			0.11				

Table7 Analysis model

材料名	厚み[mm]	メッシュ幅 dx[mm]	分割数
外装サイディング	4	4	1
通気層	25	1	1
アルミ遮熱シート	4	2	2
ウレタン樹脂発泡層	20	2	10
密閉空気層	81	1	1
石膏ボード	12	2	6

Fig.9 にファンを風量弱設定で稼働させた 8/26 の値を Fig.10 に風量強設定で稼働させた 9/22 の値を示す。8/26、9/22 両日ともに実測値が計算値を下回っている時間帯があるものの、大きな差はなく計算精度を鑑みると、ファンを稼働させることによる大幅な温度低下を確認することができなかった。

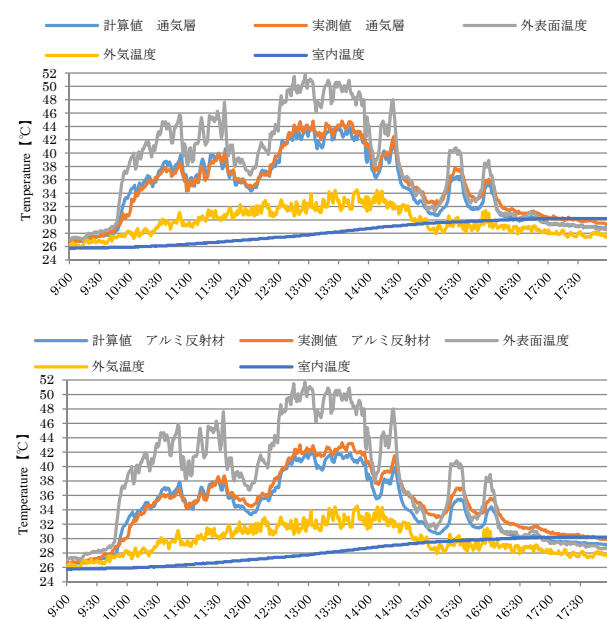


Fig.8 Air layer and wall temperature Case-1 (8/28)

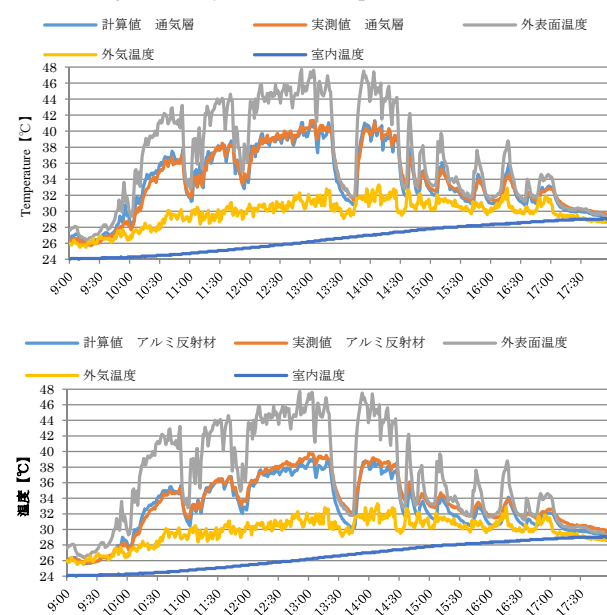


Fig.9 Air layer and wall temperature Case-2 (8/26)

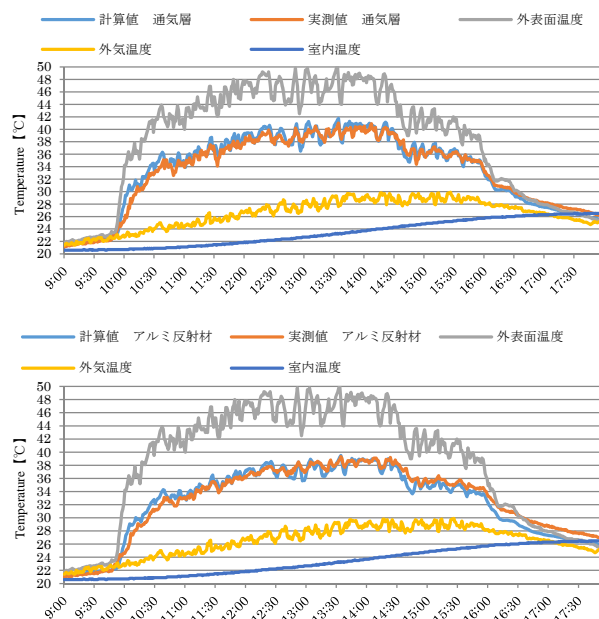


Fig.10 Air layer and wall temperature Case-3(9/22)

## 5. まとめ

本研究では実験棟規模で実測と計算により、ウレタン遮熱工法の実際の断熱遮熱性能の確認を行った。

- ・夏期温熱環境実測では通気層とアルミ反射材によって外壁面からの熱負荷が抑制され、ウレタン遮熱工法が、通気層に面する壁面の低放射率化と通気層の排熱効果によって、室内に流入してくる熱量を抑えることで、室内の温度変動幅と冷房消費電力量の双方で低く抑えることが出来ていた。

- ・ファンによる通気層強制排気実測では、顕著な効果は見られなかった。これは効果が非常伝熱計算の誤差範囲内であった可能性や、ファンを非稼働としても十分な通気層内風速が確保されていたため、ファンを稼働させても通気層内風速の大幅な向上が得られなかったためと考えられる。

## 注 釈

注1) 扉の影響を考慮に入れないため、室内側に断熱材、屋外側にアルミを貼る仕様とした。

注2) 外気温度の数値は大津市のアメダスデータを使用した。

注3) A 棟ではアルミ反射材表面温度、B 棟では透湿防水シート表面温度を指し示す。

## 参考文献

- 文1) 近本ら：通気層とアルミ反射材の複合工法による熱負荷低減効果の検証(その 1 ～ 6) 空気調和衛生工学会 D-24, pp.161-164,2015.09
- 文2) 赤坂ら：通気層を有する外壁、屋根の遮熱・断熱効果の計算法, 日本建築学会環境系論文集 No.595, pp.33-40,2005.09



高層オフィスビルにおける自然換気用シャフトの設計手法に関する研究  
(その5) 外部環境と建物構造条件が自然換気性能に及ぼす影響  
Design Method of Natural Ventilation Shaft in High-Rise Office Building  
(Part 5) Effect of Outdoor Environment and Building Material on  
Natural Ventilation Performance

○樋津 太一 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)  
小林 知広 (大阪市立大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
桃井 良尚 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)  
Taichi HINOTSU\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>2</sup>  
Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup> Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup> Osaka University \*<sup>2</sup> Osaka City University

Natural ventilation system has been introduced in many office buildings in Japan. Natural ventilation is driven by wind and the difference of air density. However, it is difficult to design the natural ventilation system with the high performance because there is few researches about that. In order to design the natural ventilation system, it is important to determine adequate the size of the openings on the route for the natural ventilation. This paper shows that the relationship the different shaft size, intake opening size and pass opening size in the schematic office building with 15 floors was examined by NETS.

はじめに

高層オフィスビルに導入する自然換気の性能はシャフトサイズ、シャフト位置、建物規模、建物高さなどの建物構成要素で決定され、それらの組み合わせにより執務室の換気量、室温や中性帯位置が異なる<sup>1)</sup>。解析や実測によりこれらの影響について数多くの研究が行われてきたが、換気力学に基づき体系的な整理を行った研究は少ない。本研究は自然換気計画に資することを目的とし、自然換気経路における各開口が建物の自然換気性能に及ぼす影響を、熱・換気回路網計算を用いて検討する。

1. 解析条件

1.1 解析対象

Figure-1 に解析対象となる高層オフィスビルの断面及び基準階平面の模式図を示す。基準階平面は30 m x 30 m、階高を4 m とし、南面に外部に面した自然換気用シャフトを1階から15階連続した縦穴として設置する。

1.2 躯体構成及び熱的条件

Figure-2 に基準階平面詳細図と熱的条件を示す。執務

空間外壁面は、Multilayer Wall ①に示す多層壁と窓ガラスから構成され则认为。シャフトを囲む壁は Multilayer Wall ②に示す多層壁から構成されているとした。主な換気駆動力は内部発熱によるオフィス内温度上昇に起因する室外との温度差換気を意図する。内部発熱は基準階からコア想定部を差し引いた執務室面積 (30 m x 18 m) 内で 36.6 W/m<sup>2</sup> と設定し<sup>2),3)</sup>、各基準階で 19764 W とした。Table-1 に解析条件を示す。表内に示す風速は地上 10 m での値を示す。

1.3 換気経路及び計算条件

各階の執務室の北面外壁に自然換気口が設置されているものとする。換気経路としては、最初に自然換気口から外気が執務室に流入し、パス開口を経由してシャフト

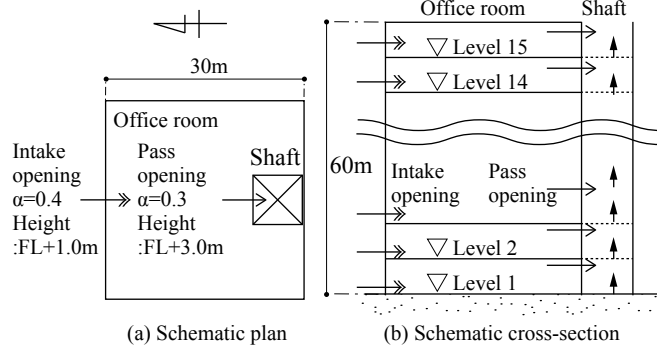


Figure-1 Schematic diagram of studied "Shaft-Type" office building

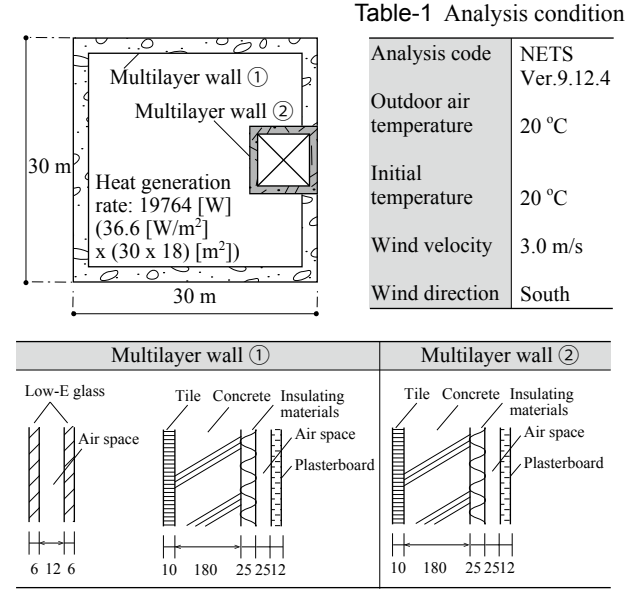


Figure-2 Composition of the wall

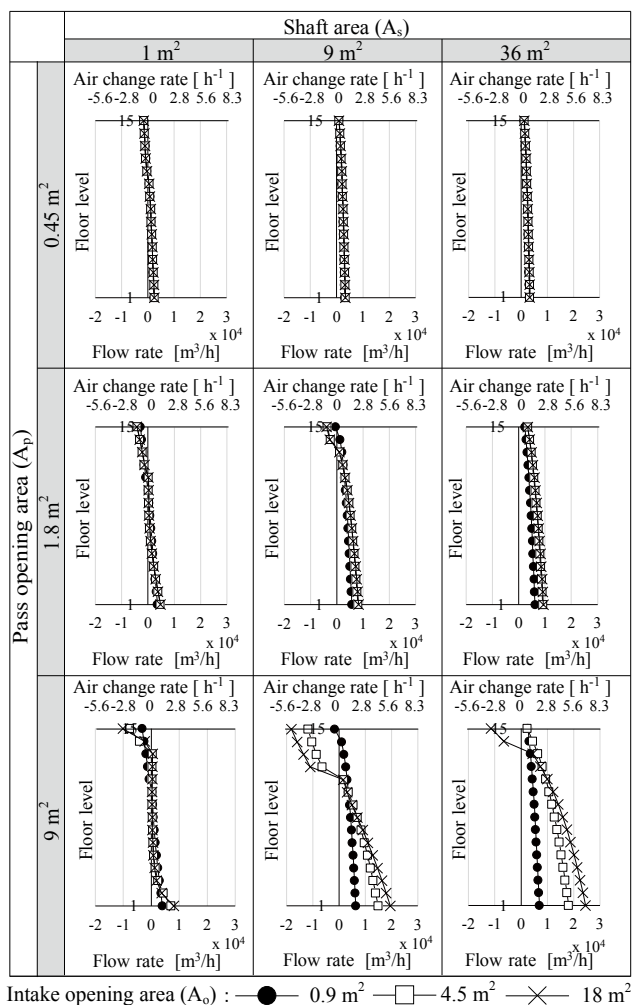


Figure-3 Effect of intake opening area on airflow rate

に流入した後、シャフト上部から屋外へ流出する経路を想定する。自然換気口 - 執務室間には何らかの自然換気装置が設置されていると考え、流量係数は 0.4 とした。執務室 - シャフト間のパス開口について、3つの開口を通ると想定し、流量係数を 0.3 とした。また、自然換気口は、高さは FL+1.0 m、シャフトへの通気開口は FL+3.0 m とした。自然換気口における風圧係数は風洞実験<sup>4)</sup>で得られた -0.4 を用い、シャフト頂部では -0.7 を用いる。計算には NETS Ver.9.12.4<sup>6)</sup> を使用して熱回路網と換気回路網との連成計算を行い、全てのケースで 2 日間の非定常計算を実施し、各質点の温度、流路の風量の定常値を結果の値として用いる。助走計算は行っていない。ここで、熱回路網計算を行う上で、外気側総合熱伝達率は 23.25、室内側総合熱伝達率は 9.3 W/(m²K) とした。

#### 1.4 計算条件

本研究では、自然換気口面積 ( $A_o$ ) を大、中、小と大きさを変えた 3 条件 (18, 4.5, 0.5 m²)、パス開口面積 ( $A_p$ ) を大、中、小と大きさを変えた 3 条件 (9, 1.8, 0.45 m²) シャフト頂部面積 ( $A_s$ ) を大、中、小と大きさを変えた 3 条件 (36, 9, 1 m²) をパラメータとして、各条件の組み合わせである 27 条件を計算した。

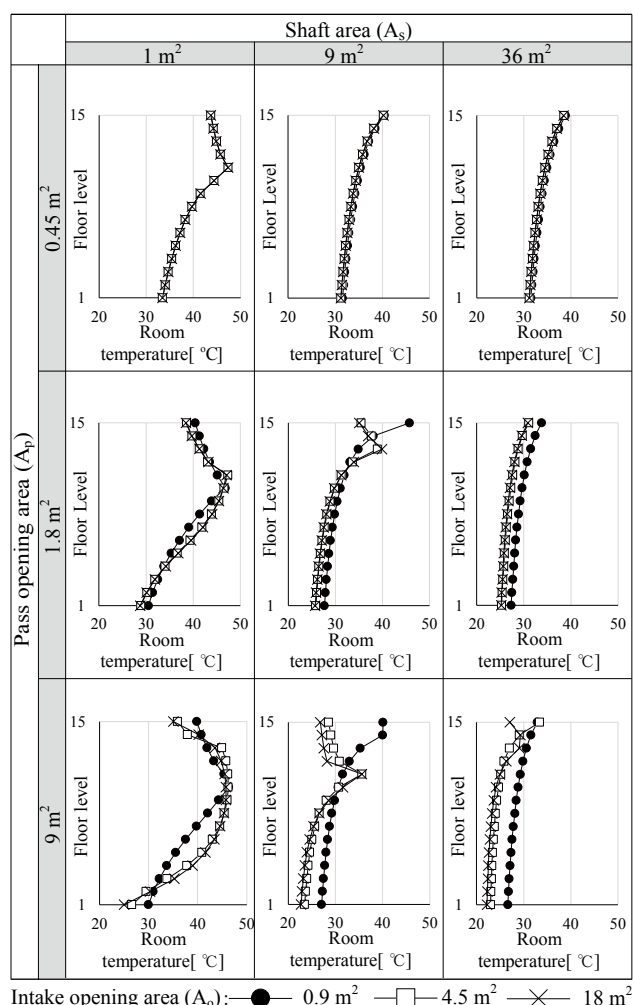


Figure-4 Effect of intake opening area on room temperature

## 2. 結果と考察

### 2.1 自然換気口面積が換気量と室温に及ぼす影響

Figure-3 に自然換気口面積が換気量に及ぼす影響をパス開口面積とシャフト面積で分類した解析結果を示す。自然換気口面積が最も小さいとき、設定した条件の範囲内では、シャフト頂部面積、パス開口面積を大きくしても換気量に変化は及ぼさないことが分かった。中性帯について、シャフト頂部面積が大きくなるとき中性帯位置は高くなっている。また、パス開口面積が最大であるとき、自然換気口面積が大きくなるにつれ、中性帯位置は低くなっている。

Figure-4 に自然換気口面積が室温に及ぼす影響をパス開口面積とシャフト面積で分類した解析結果を示す。パス開口面積が最も小さい 0.45 m² であるとき、室温に大きな変化は見られない。自然換気口面積が最も小さいとき、設定した条件の範囲でパス開口面積を大きくしても室温に大きな変化を及ぼさない。シャフト面積が 1 m²、パス開口面積が 9 m²、自然換気口面積が 4.5, 18 m² であるとき、室温の上昇傾向は特徴的である。これは、低層階執務室にて換気量が 0 m³/h に近いからだと考えられる。

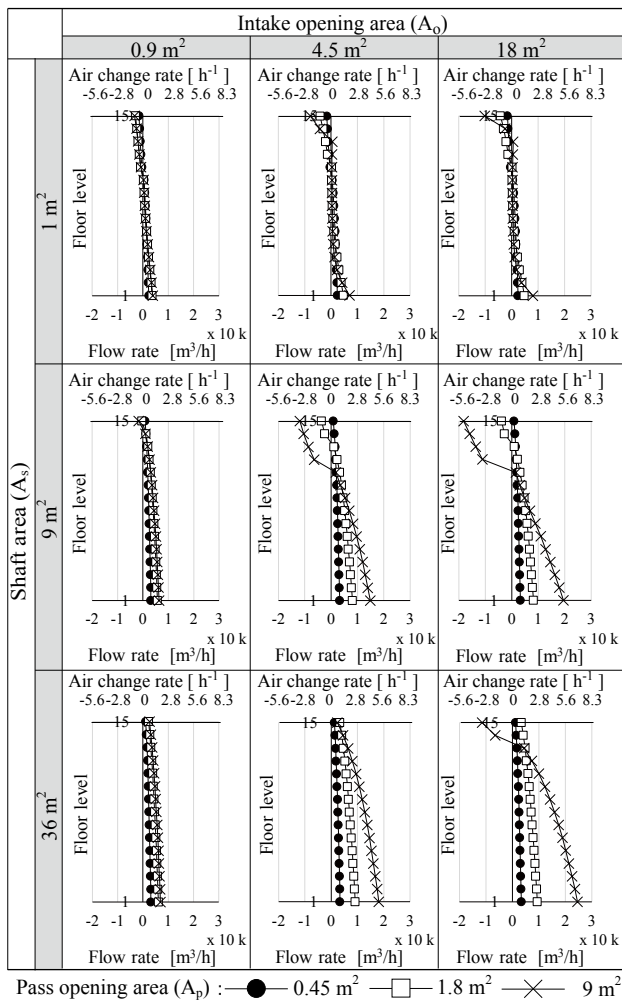


Figure-5 Effect of pass opening area on airflow rate

## 2.2 パス開口面積が換気量と室温に及ぼす影響

Figure-5 にパス開口面積が換気量に及ぼす影響を自然換気口面積とシャフト面積で分類した解析結果を示す。パス開口面積が最大である 9 m<sup>2</sup> 条件のとき、上層階と下層階での換気量の差が大きくなる。パス開口面積がそれ以下の時は自然換気口面積とシャフト頂部面積の設定した条件の範囲では、換気量に大きな変化は見られないことが分かる。また、パス開口面積が大きくなるにつれ、中性帯位置は低くなっている。

Figure-6 にパス開口面積が室温に及ぼす影響を自然換気口面積とシャフト面積で分類した解析結果を示す。パス開口面積が最小であるとき、自然換気口面積の影響を受けることはない。

## 2.3 シャフト面積が換気量と室温に及ぼす影響

Figure-7 にシャフト面積が換気量に及ぼす影響をパス開口面積と自然換気口面積で分類した解析結果を示す。ここから、パス開口面積が最小である 0.45 m<sup>2</sup> のときは、換気口面積やパス開口面積を大きくしても換気量を大きく増加させることは難しいと言える。また、シャフト面積が最小であるとき、各階執務室において室温が大きく上昇し、自然換気が機能して

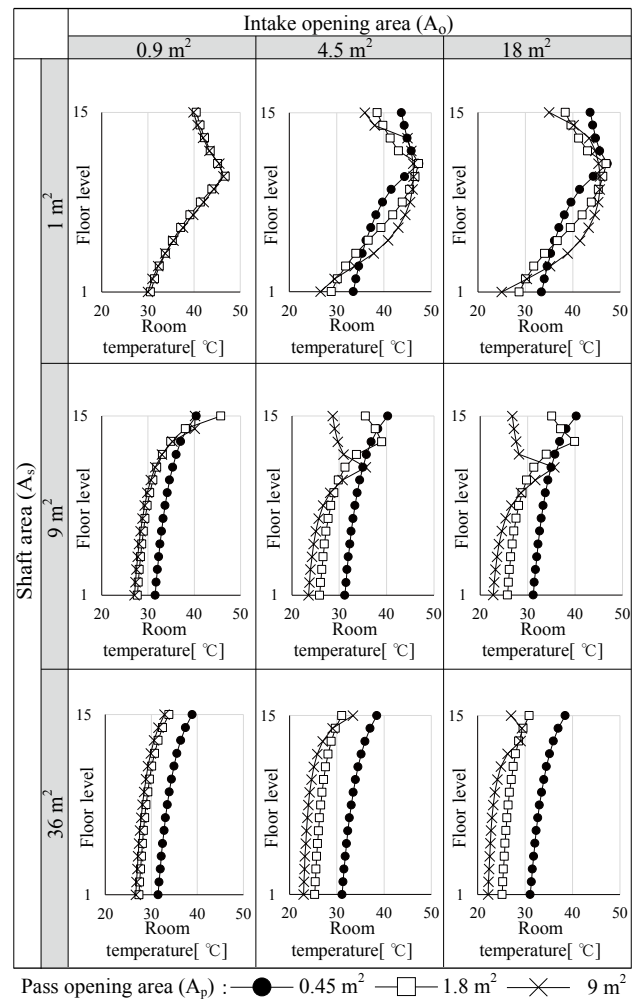


Figure-6 Effect of pass opening area on room temperature

いない。

Figure-8 にシャフト面積が室温に及ぼす影響をパス開口面積とシャフト面積で分類した解析結果を示す。室温の鉛直温度分布について、シャフト頂部面積が小さい 1 m<sup>2</sup> の条件を他の条件と比べると各階の室温の特性に大きな差が生じている。換気量の図ではシャフト面積により換気量に及ぼす影響について、大きな差は見られなかったが、この図よりシャフト面積が室温に及ぼす影響の大きさが分かる。また、シャフト頂部面積が大きくなるにつれて中性帯高さも高くなり、自然換気性能は向上していることが分かる。

## 3. 自然換気設計資料の提案

Figure-9 に自然換気設計資料として本研究で提案するグラフを示す。縦軸の換気回数は換気量を基準階容積、各開口を基準階面積 (900 m<sup>2</sup>) で除した値を用いた。グラフより、自然換気口、パス開口が大きくなると上昇する換気回数は一定の値で飽和していることが分かる。このグラフの使い方として、各開口面積のうち 2 つの面積が既知であるとき、後 1 つの面積が横軸であるグラフを参照し、その適当な面積とそれらの条件における換気回数がわかるといった使い方が考えられる。

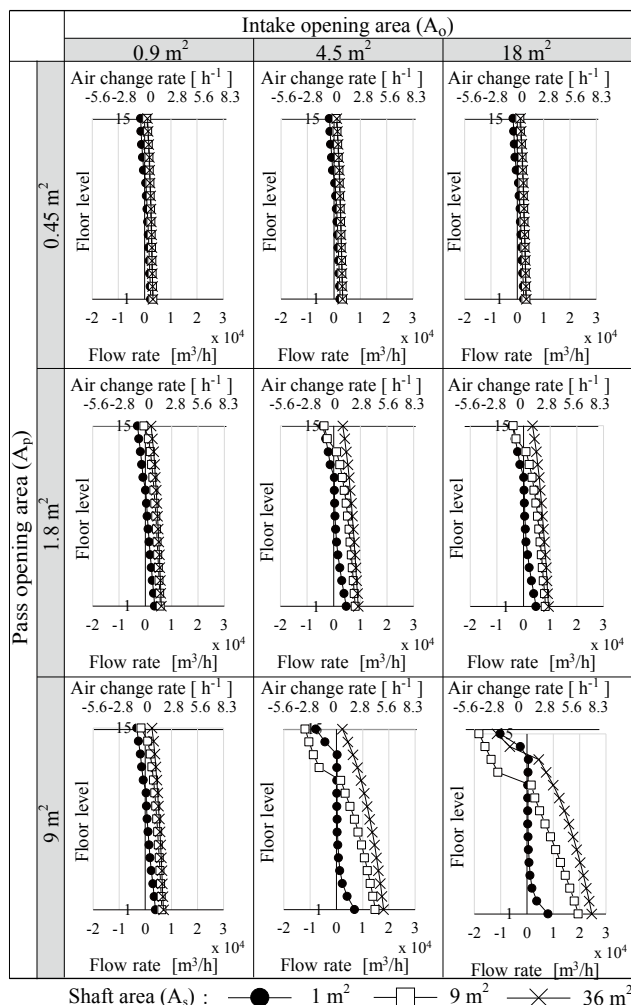


Figure-7 Effect of shaft area on airflow rate

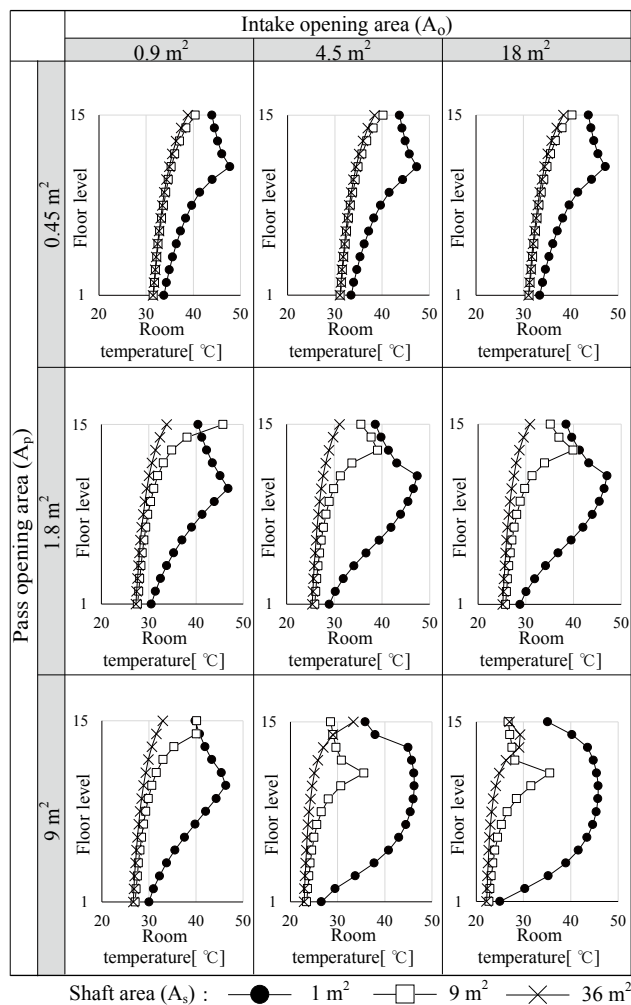


Figure-8 Effect of shaft area on room temperature

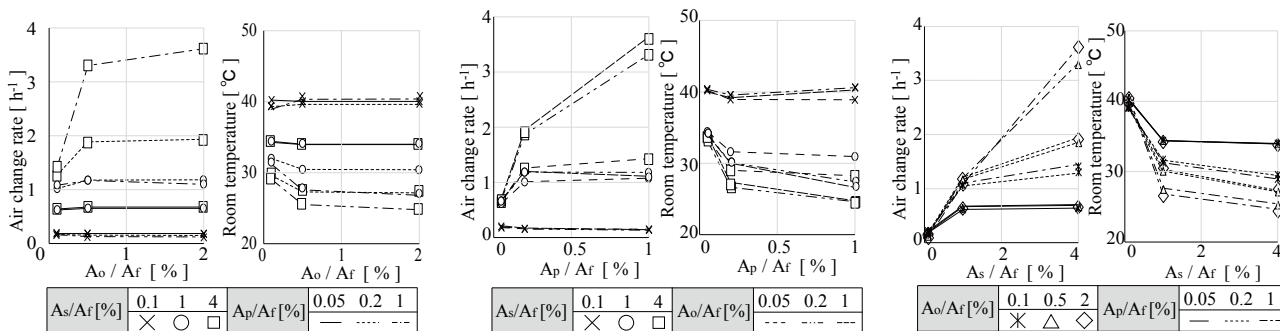


Figure-9 Effect intake opening area, pass opening area and shaft area on the natural ventilation performance

#### 4. まとめ

本報ではシャフト型オフィスビルを対象とした熱・換気回路網計算により自然換気口面積、パス開口面積とシャフト面積が換気量や執務室室温に及ぼす影響について検討を行った。今後の検討課題として、本研究で提案した設計資料の各プロファイルは滑らかな曲線を描けていないので、計算条件を増やし、提案設計資料をより実用的なものにする必要がある。

[ 謝辞 ]

熱・換気回路網計算プログラム NETS (研究教育版) は、神奈川大学奥山博康教授のご厚意で利用させていただいた。記して謝意を表します。本研究の一部は、日本学術振興会平成 27 年度科学研究費 (基礎研究 (A) 26249082、研究代表: 甲谷寿史) による。

[ 参考文献 ]

- 1) 大森、山中、甲谷、桃井、相良、環、高山、田辺、岡本、和田、田中: コーナーポ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 6) 熱・換気回路網計算による自然換気特性の検討、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.277-pp.280、2014
- 2) 平岡、孤田、奥宮、伊: 空調設計条件および機器選定の余裕度による省エネルギー・室温への影響に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、pp.13-pp.21、2015
- 3) 田中、武田、岩田、土屋、寺尾: 最新建築環境工学 (改訂 3 版)、井上書院、pp.55、2007
- 4) 甲谷、山中、檜崎、大黒: 建築物壁面における風圧係数の机上予測法に関する研究 (その 2) 二次方程式による風向特性の関数化、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.535-pp.536、1990
- 5) 小松、相良、山中、甲谷、Lim、樋口、西田: 自然換気用チムニー設計のための屋上近傍気流場に関する研究 (その 3) 屋上面風圧係数分布及び風速測定による屋上近傍気流性状の把握、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.345-pp.348、2008
- 6) 奥山: 最近の建築伝熱シミュレーションと設計ツール、伝熱 WG シンポジウム、日本建築学会・熱環境小委員会・伝熱ワーキンググループ、pp.63-pp.70、1998



コーナー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12) 大空間オフィスと小割オフィスの室内環境に関する検討  
**Natural Ventilation Performance of High Rise Office Building with Corner Voids**  
**(Part 12) Indoor Environment of One-Floor Office and Partitioned Office Room**

○環 翼 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)  
 相良 和伸 (大阪大学) 高山 眞 (日建設計)  
 田辺 慎吾 (日建設計)

Tsubasa TAMAKI<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup> Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup>  
 Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Makoto KOUYAMA<sup>\*2</sup> Shingo TANABE<sup>\*2</sup>  
<sup>\*1</sup> Osaka University <sup>\*2</sup> Nikken Sekkei Ltd.

Utilization of natural energy attracts attention from a rise of energy conservation demand. Natural ventilation is one of methods for utilizing natural energy in high-rise building. Recently one office building uses natural ventilation system which is combination of buoyancy ventilation and wind ventilation. Area of one floor is large, so the building is used as one-floor office or partitioned office. In this paper, the measurement of the air temperature and CO<sub>2</sub> concentration and the occupancy evaluation for the indoor thermal environment were conducted in the one-floor office and the partitioned office. The relation between the measurement results and the occupancy evaluation was discussed.

## はじめに

地球環境の悪化・資源の枯渇などの観点から様々な分野で省エネルギー活動は必須となっている。建築分野においても省エネルギーを求める声は高まっており、近年は災害発生時にも劣悪な室内環境とならないように対策を施すBCP対応の概念も重要視されている。本研究では、建物全体の自然換気装置として建物隅部に堅穴シャフトを用いた高層建物を対象としており、自然換気口による風力換気とシャフトによる重力換気を併用することで安定した換気量の確保を可能としている。対象建物はテナント貸のオフィスビルであり、基準階床面積が2,700 m<sup>2</sup>と非常に広大であるため、オフィス規模に応じたフロアプランの変更を行っている。ワンフロア貸の大空間オフィス、フロア内を間仕切り等で区切ることにより複数のテナントで利用する小割オフィスの2種類に大別できる。前報<sup>1)</sup>では、建物隅部の堅穴シャフト(コーナーボイドと称する(以下、CV))により自然換気が行われている小割オフィスの実運用時における秋期の室内環境について明らかにした。また、既報<sup>2)</sup>では、4つのCVを有する大空間オフィスの実運用時における秋期の室内環境について明らかにした。

本報では、上記の実態調査で明らかとなったそれぞれのオフィスにおける室内環境および得られた居住者評価の結果を比較することで、大空間オフィスと小割オフィスの双方における実運用時の室内環境の差異について検討し、小割分割が室内環境に与える影響について検討を行う。

## 1. 自然換気 / 空調運転モード概要

本研究対象建物の自然換気は、各フロアで全周に設置されている窓上部自然換気口と隅部4箇所に配置されたCVにより行われている。自然換気口による風力換気とボイドによる重力換気を併用した自然換気システムを採用している。自然換気 / 空調運転の制御フローをFig. 1に示す。各テナントは自然換気モード / 空調モードのいずれかを選択でき、自然換気選択時は外気条件が整えば自然換気口が自動開放され自然換気が行われ空調は停止する。一方、空調モード選択時は外気条件により、ハイブリッド空調(自然換気+空調)・外気冷房・完全空調の中から最も省エネルギーとなる運転が自動選択される制御となっている。なお、自然換気モード選択時に外気条件が整わない場合には自然換気口が開かず、空調機も停止状態を維持する完全停止状態となることに留意されたい。

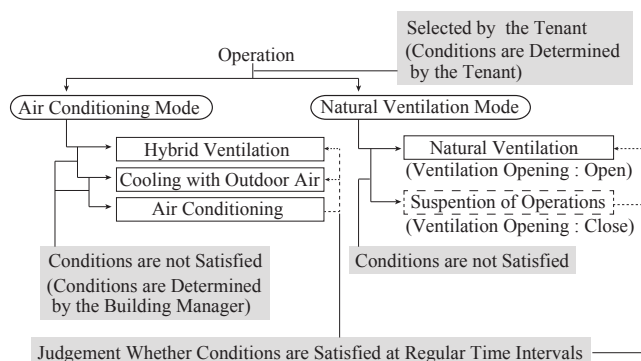


Fig.1 Control Flow

## 2. 調査概要

本報で比較を行うオフィスは、大空間オフィス・小割オフィス各1つである。各調査概要を以下に述べる。(調査の詳細については、既報<sup>12)</sup>を参照されたい。)

2013年10月18日～11月8日の約3週間、対象建物基準階1フロアの大空間オフィスにおいて環境測定およびアンケート調査を行った。対象空間の平面図兼環境測定点をFig. 2に示す。環境測定は、平面温湿度・CO<sub>2</sub>濃度分布、上下温度分布、自然換気口部空気温度について行い、5分間隔で記録を行った。測定点・測定項目詳細をTable 1に示す。アンケート調査は、調査期間中の毎週水曜日と金曜日17時頃に在室者に温冷感・気流間・空気の汚れ・快適性についての評価を依頼した。なお、執務空間はZoneN,NE,S,SEであり、その他のゾーンは会議室等のため固定の在室者はいない。

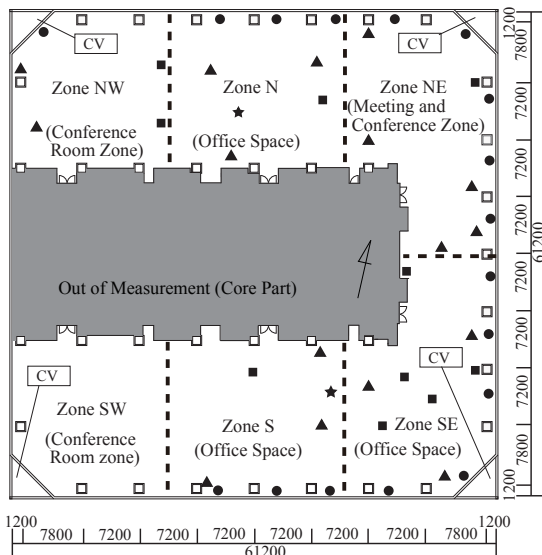


Fig. 2 Plan View of One-floor Office Room and Measurement Points

Table 1 Measurement Condition		
	Measurement Item	Measurement Equipment
▲ ■	Temperature, Humidity and CO <sub>2</sub> Concentration (Height:FL+600~700mm)	RTR-53A (T&D)
★	Vertical Temperature and Humidity Distribution (Height:FL+100,600,1100,1700,2300mm)	TR76Ui (T&D)
●	Temperature at Natural Ventilation Opening	RTR-53A (T&D)

また、2014年10月6日～10月31日の約4週間、対象建物低層部南西角に位置する小割オフィスを対象とした環境測定およびアンケート調査を行った。対象空間の平面図兼測定点図をFig. 3に示す。環境測定は大空間オフィス同様の項目について行い、記録は温湿度計5分間隔、CO<sub>2</sub>濃度計1分間隔とした。CO<sub>2</sub>濃度計の測定結果は、5分毎の平均値を算出し5分間隔データとした集計を行った。アンケート調査は、温熱・空気・音環境及び自然換気に関する項目とした。毎日17時～18時を回答時間とし、回答時点の2時間前からの室内環境についての評価を依頼した。

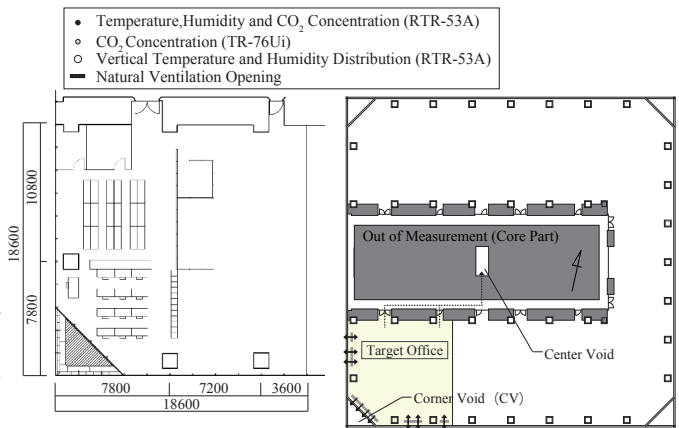


Fig. 3 Plan View of Partitioned Office Room and Measurement Points, Plan View of Standard Floor

## 3. 調査結果と考察

本研究では、自然換気時と空調時の室内環境の実態把握を目的としているため、外気冷房時の室内環境については検討せず、通常空調・ハイブリッド空調・自然換気の3つの状態について比較を行うこととしている。

### 3.1 各運転状態における室内温度・CO<sub>2</sub>濃度の実態

Fig. 4、Fig. 5に両オフィスの運転状態ごとの室内温度・CO<sub>2</sub>濃度の度数分布を示す。大空間オフィスの結果をFig. 4に、小割オフィスの結果をFig. 5に示している。集計には、調査期間中の平面分布測定点全点における各運転実行時の測定値をすべて用いている。なお、大空間オフィスについては自然換気/空調の運転制御がFig. 2に示す6ゾーン (ZoneNW,N,NE,SW,S,SE) に分割されているため、ゾーンごとに運転状態と測定値を対応させて集計を行った。

Fig. 5より、小割オフィスにおいて、空調利用（通常空調、ハイブリッド空調）時には室内温度が比較的安定し、設定温度付近で安定していることが分かる。一方、自然換気時には室内温度が30℃付近まで上昇している。本オフィス西側ペリメータゾーンには間仕切りにより小部屋が作られており、風向により自然換気時は換気量が十分に得られず空気が停滞していると考えられる。CO<sub>2</sub>濃度については、自然換気利用（ハイブリッド空調、自然換気）時に大きく低下していることが分かる。しかし、通常空調時でも900ppm以下に収まっており室内環境としては許容範囲内であると考えられる。

Fig. 4に示すように、大空間オフィスについて室内温度に着目すると、いずれの運転状態においても80%出現確率の温度は約26～26.5℃であることが分かる。大空間オフィスでは、1フロアを占有しているため6つの空調ゾーンが隣接している。このため、自然換気で運転しているゾーンに隣接するゾーンで空

調利用がなされている場合、ゾーン内の空気混合により温度上昇が緩和されている可能性が考えられる。また、CO<sub>2</sub> 濃度について 80%出現確率に着目すると、通常空調時は 700～750ppm であるのに対し、ハイブリッド空調時は 600～700ppm、自然換気時は 450～500ppm となっており、自然換気利用により十分に室内濃度が低下していることが分かる。ハイブリッド空調時は自然換気時と異なり、空調機が運転していることにより有効混合容積が増加し換気量が減少している可能性が考えられる。

### 3.2 各運転状態における室内環境と居住者評価の関係

Fig. 6、Fig. 7 にアンケートの評価対象時間（15：00～18：00）の室内温度測定値と居住者評価をプロットした。プロットは、アンケート 1 回答に対して室内温度 1 データとするために、評価対象時間の室内測定点平均値とした。グラフ上部に相関係数を併せて記載している。

図より、温冷感とは通常空調・自然換気時に温度上昇に伴って暑い側の評価が増加していることが分かる。ハイブリッド空調時は、大空間オフィスでは相関係数が負となっており温度が高いほうが涼しいと

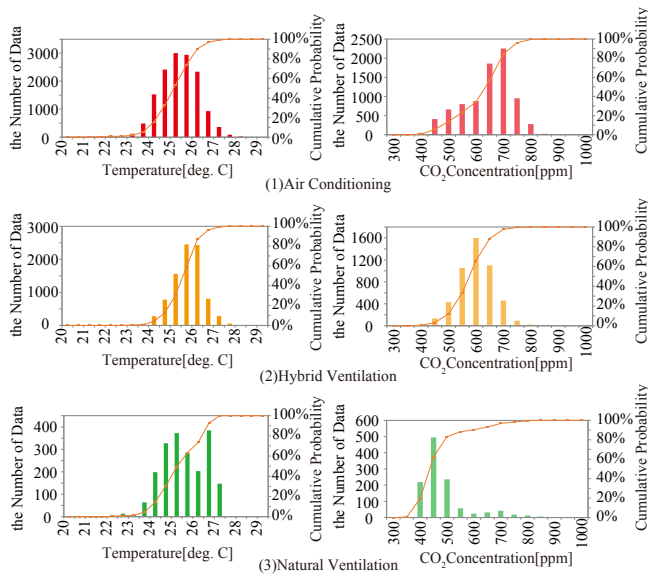


Fig. 4 Frequency Distribution of the Indoor Air Temperature and CO<sub>2</sub> Concentration at One-floor Office

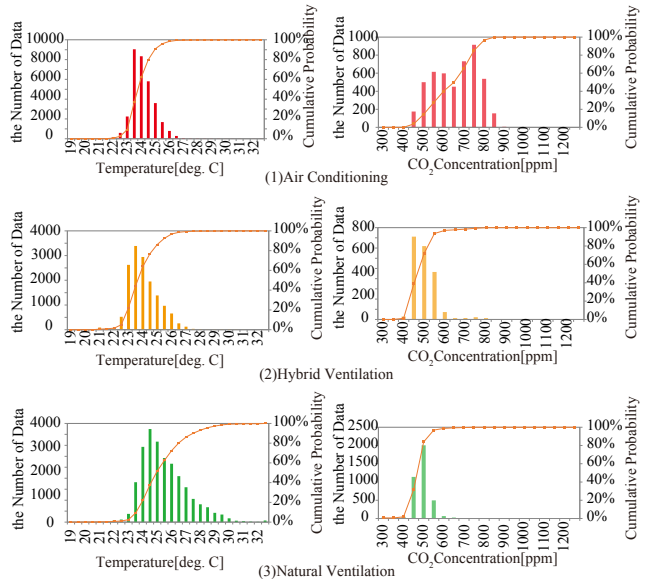


Fig. 5 Frequency Distribution of the Indoor Air Temperature and CO<sub>2</sub> Concentration at Partitioned Office

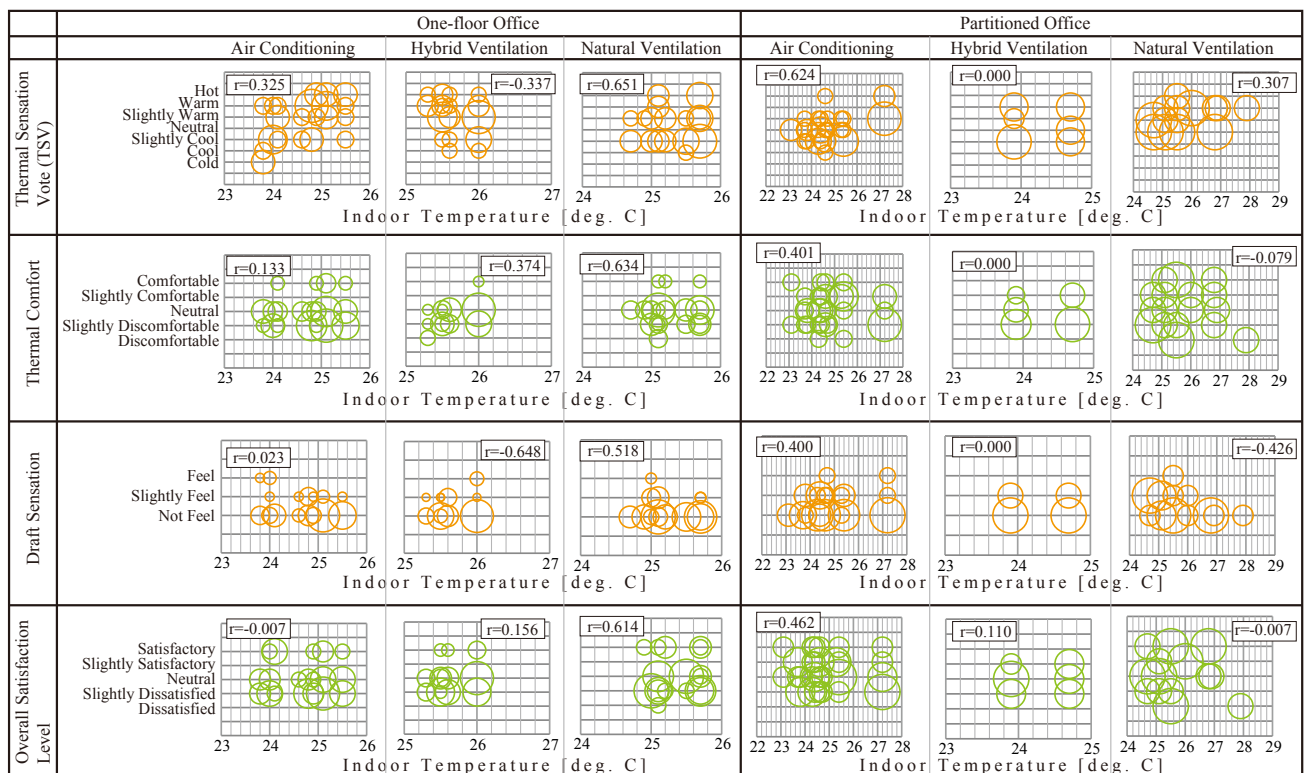


Fig. 6 Relation between Indoor Environment and Occupancy Evaluation



感じている結果となった。小割オフィスではアンケート回答数は少ないが、評価は温度によらないと考えることができる。

一方、温熱環境に関する快適性（温熱快適性）については、小割オフィスの自然換気時を除いて、温度上昇が快適性を損なわない結果となった。温度上昇に伴いドラフトを感じる居住者がやや増加していることもこの原因の一つである可能性が考えられる。

総合満足度は、温熱快適性と類似した結果となっていると考えられる。相関係数を見ても大きな差異は無く、総合満足度は温熱快適性に強く依存していると推察できる。

### 3.3 全運転時間における環境・評価のばらつき

Fig. 7 に、評価対象時間における自然換気 / 空調運転時間の室内温度・CO<sub>2</sub> 濃度のヒストグラム（橙、横軸）と居住者評価のヒストグラム（青、縦軸）を示す。図中の十字形のラインは、縦軸と横軸のそれぞれの平均値と土標準偏差を示し、大空間と小割での平均値とバラつきの差異を見ることができる。結果はすべての全運転状態の結果を統合して示しており、運転状態ごとの比較は行わない。

はじめに横軸に着目すると、小割オフィスの室内温度・CO<sub>2</sub> 濃度は大空間オフィスのそれに比べてばらつきが大きい。これは、前者が 1 空調ゾーンであるのに対して、後者は 6 ゾーンであるため変動が緩和されていることが要因と考えられる。また、CO<sub>2</sub> 濃度については、小割オフィスのほうが小さい値となっている。人員密度が小割オフィスでは 0.02 人 / m<sup>2</sup> (8 人 / 380 m<sup>2</sup>) であったのに対し、大空間オフィスでは 0.06 人 / m<sup>2</sup> (173 人 / 2700 m<sup>2</sup>) であったこと、自然換気利用が小割オフィスにおいて大空間オフィスと比較して多かったことが考えられる。

温冷感については大空間オフィスでばらつきが大きい結果となった。温度範囲が狭い事を考えると、その他の項目が影響を与えている可能性が高い。

温熱快適性・総合満足度については、小割オフィスの方がばらつきが大きい。温冷感と温熱快適性の関係は明瞭でないが、温熱快適性と総合満足度は非常に類似しており、前節でも述べたように総合満足度は温熱快適性に強く依存していると推察できる。

総合満足度については、小割オフィスの方が CO<sub>2</sub> 濃度は小さい値となっている事からも、大空間オフィスより満足側にばらついていることも理解できる。

### 4. まとめ

本報では、コーナーボイドを有する高層テナントオフィスビルを対象とした大空間オフィスの実態調査結果と小割オフィスの実態調査結果を比較することでフロアを分割することにより生じる室内環境の変

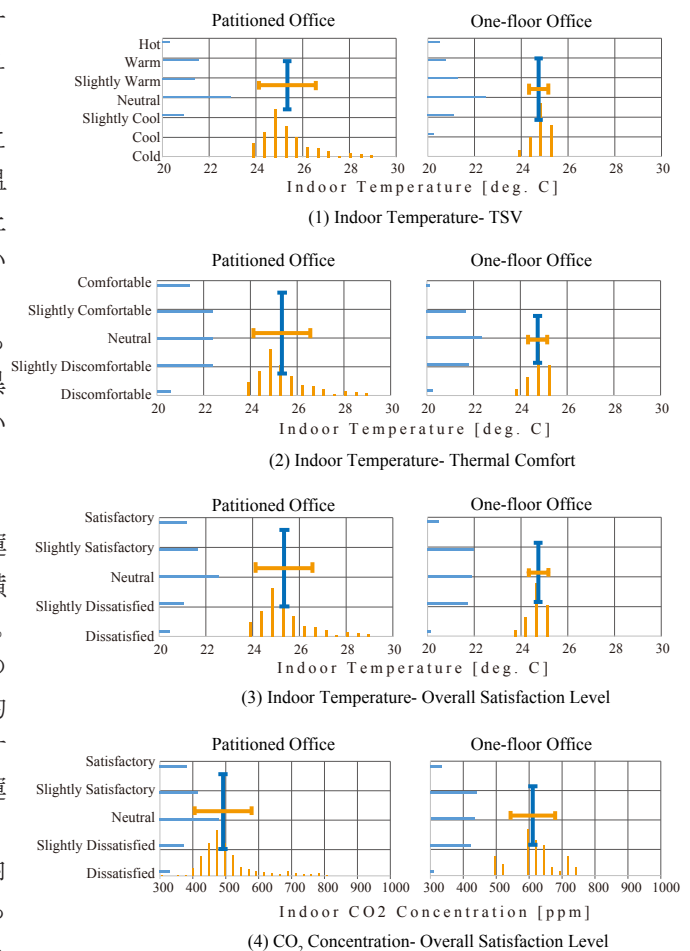


Fig. 7 Frequency Distribution of the Occupancy Evaluation with regard to Indoor Air Temperature and CO<sub>2</sub> Concentration

動、居住者評価の変化に着目した検討を行った。結果として、とりわけ大きな差異は見られなかった。今後は、間仕切り方向などが異なることで、室に対する外壁やボイドの位置関係が異なる小割オフィスの室内環境についても比較をし、より詳細な分析を行っていく予定である。

#### 【謝辞】

なお、本研究の一部は日本学術振興会平成 27 年度科学研究費（基盤研究（A）26249082、研究代表：甲谷寿史）によった。

#### 【参考文献】

- 1) 環翼, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 大森啓充, 田辺慎吾, 高山眞, 岡本尚, 田中規敏, 和田一樹: コーナー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 11) 小割オフィスにおける秋期の室内環境と居住者評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 4 巻 pp.133-136, 2015.9
- 2) 環翼, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 大森啓充, 田辺慎吾, 高山眞, 岡本尚, 田中規敏, 和田一樹: コーナー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 9) 秋期における環境測定と居住者評価に基づく室内熱・空気環境の実態, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 4 巻 pp.73-76, 2014.9



# 水平換気システムを有する高層オフィスビルにおける 負荷変動を考慮した自然換気利用目安の作成および各モード時の室内温度推移 The Natural Ventilation Assist Chart and Thermal Environment with using the various HVAC modes in the High-Rise Office Building with the Cross Ventilation System

○五明遼平（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 田中宏昌（日建設計） 後藤悠（日建設計）

藤田尚志（大林組） 井守紀昭（大林組） 原嶋寛（大林組）

Ryohei ITSUAKI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Hiromasa TANAKA\*<sup>2</sup> Yu GOTO\*<sup>2</sup>

Hisashi FUJITA\*<sup>3</sup> Noriaki IMORI\*<sup>3</sup> Hiroshi HARASHIMA\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Nikken Sekkei Ltd. \*<sup>3</sup> Obayashi Corporation

When using natural ventilation, it is important to use it at correct seasons and times. Additionally, in case of tenant office building, heat load and pattern of its changing are different by each occupier. This paper shows the natural ventilation assist chart for the high-rise office building with the cross ventilation system. It designate dynamic change of availability for NV by seasons and cope with changing of heat loads of each tenant and acceptability temperature of each season. Additionally, this shows the expansion of availability for NV with deregulation and room environment with using hybrid ventilation and outside air cooling.

## はじめに

自然換気時の室内環境は、取り入れる外気の条件に大きく左右され、適切な状況下での利用が室内における快適性の確保に直結する。また、テナントオフィスにおいて自然換気を行う場合、フロアやゾーンにより入居するテナントが異なり、様々な用途で活用される。すなわち、内部負荷の大小や発生パターンが多様化すると考えられる。室内の発熱除去を目的とした自然換気の利用においては、テナントの負荷変動に対応した自然換気の利用法を検討する必要がある。

これまでに、水平換気が可能な自然換気併用型空調システムを有する高層テナントオフィスビルである A ビルにおいて、各種モード時の換気性能の把握<sup>文1)</sup>や自然換気利用時の空気・熱環境の調査<sup>文2)</sup>を行った。本研究ではさらなる運用改善として、各フロアの実際の熱負荷や在室人数の変動に対応した新たな自然換気利用目安を作成し、現状のシステム制御条件を変化させた場合の自然換気の利用ポテンシャルを予測した。また、ハイブリッド空調および外気冷房時における熱環境の調査を行った。

## 1. 対象建物およびシステムの概要

対象となる A ビルは、大阪市中心部に位置する地下 3 階・地上 38 階建（高さ約 175m）の複合施設である。オフィスは 10～37 階に位置し、各階には自然換気口が建物四方側面に設置されている。これを活用し Fig.1 に示す空調システムが運用されている。A ビルでは入居者が、各

フロア 6 ゾーンそれぞれに各時刻において自然換気もしくは空調のいずれかを選択し、その時の環境に応じて自動制御によって各モードが選択される。その制御条件を Table.1 に示す。自然換気の実行時には、フロアの分割や室内温度の上昇抑制のため、アシストファンをゾーンごとに Table.2 のように用いて外気導入を促進する。

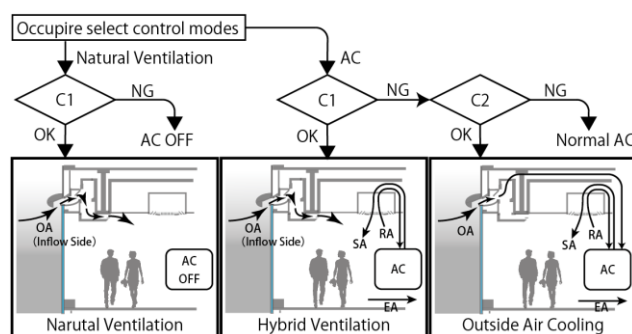


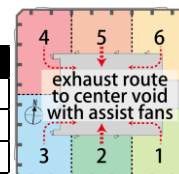
Fig.1 System flow of HVAC system in the building

Table.1 Conditions for each system

conditions	C1(NV/HV)	C2(OAC)
enthalpy	indoor > outdoor	
outdoor temp.	> 16°C	> 10°C, < 24°C
outdoor humidity	< RH90%	
wind velocity	< 10m/s	
rain	no rain	

Table.2 Air change rate setting of assist fan

indoor temp.	zone 1,3,4,6	zone 2,5
< 26°C	stop	1.8
26- 28°C	1.8	3.9
> 28°C	3.9	3.9



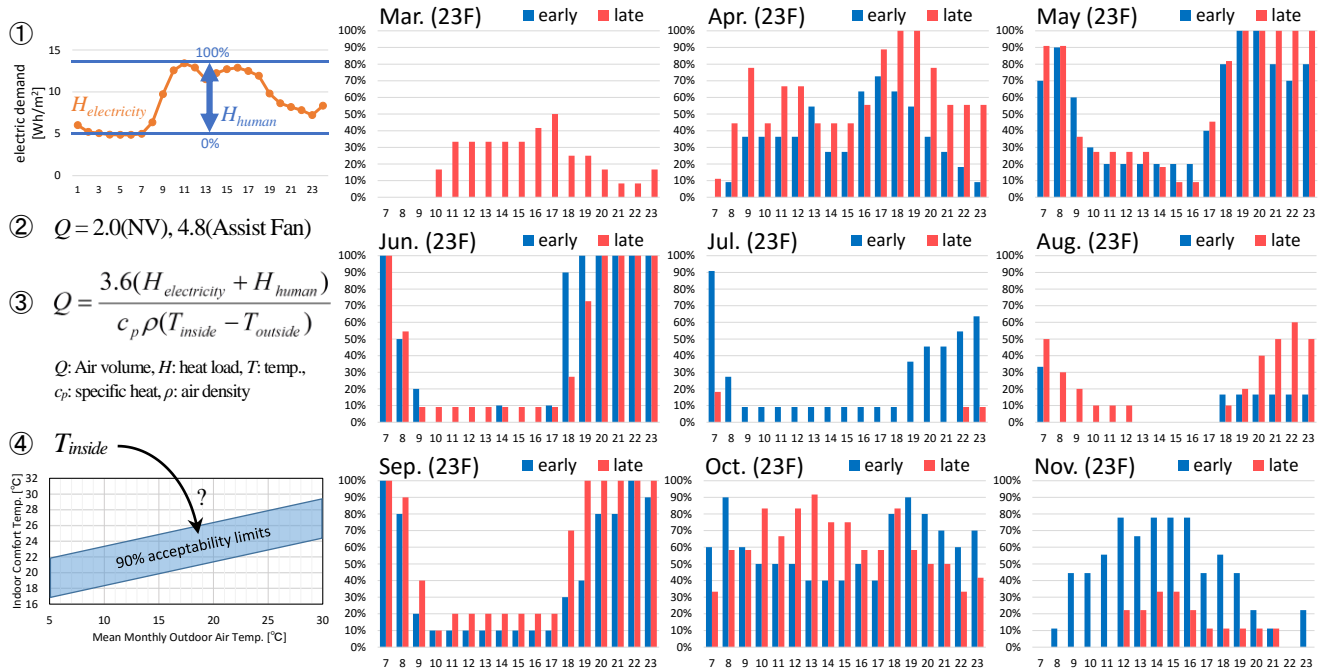


Fig.2 The natural ventilation assist chart

## 2. 負荷変動を考慮した自然換気利用目安の作成

### 2.1 背景

自然換気により室内を快適に保つためには、時期やその日の環境に合わせて使用する時間帯を調整する必要がある。しかし、これまでの調査においてテナントから自然換気を利用すべき時間が分かりにくいとの声があった。また、テナントごとに異なる、照明や機器による発熱と執務者数、それらの各時刻における変動を考慮し、自然換気モードの利用拡大を図るためのツールが必要とされたため Fig.2 の自然換気利用目安を作成した。

### 2.2 作成手法

#### ①そのフロアにおける負荷パターンの算出

BEMS データからそのテナントの勤務日の照明・コンセント負荷を取り出し、日変動のパターンを作成する。(→ $H_{electricity}$ ) 作成したパターンから、24 時間一定でかかる負荷分を常時稼働している機器とみなし除外、残った部分を在室人員数に応じて変動するパソコンなどの機器と考え、これを人員数の変動とみる。室内の座席配置から最大在籍者数を想定し、これを人員数の変動と相関させ人体負荷のパターンを作成する。(→ $H_{human}$ )

#### ②換気量の設定

既往研究<sup>文1)</sup>において求められた風速と換気量の関係から、大阪の平均風速 (2.0m/s) と同様の場合を想定し、換気回数を 2.0 回/h、また、室内温度が 26°C 以上でアシストファンを用いた場合の 4.8 回/h、これらそれぞれに相当する換気量 (→ $Q$ ) を設定する。

#### ③必要換気量を求める式の逆算による室内温度の推定

①②で求めた結果と、その時刻の外気温 (→ $T_{outside}$ ) を BEMS データより取り出し、熱除去を目的とする換気

量計算式に代入する。それによりその時刻における室内温度 (→ $T_{inside}$ ) が逆算される。なお、この手法の場合室内温度の連続的な推移は想定されていない。

#### ④許容温度帯と実行条件外気温下限による判定

③で求めた室内温度が許容温度帯に収まるかによって不適を判定する。温度帯は de Dear らによって作成された the adaptive standard for naturally ventilated building<sup>文3)</sup> の 90% acceptability limits を用いる。これは過去一か月の平均外気温と、自然換気利用建物において 9 割の人間が許容できる室内温度の範囲を相関させたものである。時期により許容温度帯が大きく変化することが示され、季節における人体の適応はもちろん、着衣の変化等にも対応させることが可能と考えられる。許容温度帯が夏季・冬季における空調設定温度と大きく外れていないことからこれを用いることとした。

まず、その日から過去 30 日間の平均外気温を用いて温度帯を特定する。そして、各時刻において換気回数が 2.0 回/h 相当における判定を行う。なお、室内温度が温度帯より高い値を示しており、かつその温度が 26°C 以上の場合はアシストファンを用いるケースと判断し、換気回数 4.8 回/h 相当にて再度判定を行う。加えて、その時刻での外気温が Table.1 自然換気実行条件である 16°C 以下の場合には不適と判断する。

#### ⑤半月毎に適する場合を平均化し目安を作成

①から④までを一時間おきに一年分を行う。その結果を時刻ごとに半月の範囲で平均化し、許容温度帯合致率を棒グラフで示す。これによりその時々においてどのくらいの割合で、自然換気の利用で室内が許容温度に保てるかが示された。

### 2.3 目安の見方および考察

Fig.2 は 23 階南西区画の 2014 年度のデータを用いて作成したものである。値が高いほど自然換気が有効であることを示す。たとえば、昼間であれば 4 月下旬の夕方、10 月下旬から 11 月上旬が有効である。また、5・6・9 月と多くの残業時間帯で自然換気が非常に有効であることが分かる。これにより入居するテナントの実情にあった自然換気が有効な時期と時間を示すことが可能となった。この手法を用いテナントごとに目安を作成し、自然換気の利用拡大に繋げることが期待される。

しかしながら、外皮負荷が反映されていないことや人体負荷の推定が曖昧である<sup>注1)</sup>といった課題もある。また、自然換気のみを用いて温度調節を行う建物において作成された de Dear らのアダプティブモデルに対して、猪股<sup>文4)</sup>の日本の自然換気と空調を併用したオフィスを対象とした調査では、快適温度の傾きが小さく、平均外気温が 25℃以下の場合 de Dear らのアダプティブモデルより若干高くなることが述べられている。各個人に自然換気口の開閉の選択権があるかどうか、許容温度帯に影響すると考えられる。A ビルの場合は WEB リンクシステム<sup>注2)</sup>により執務者は開閉を選択できるが、実態は総務担当者等が一括で設定をしていることが多い。

### 3. 自然換気実行条件緩和による利用拡大の可能性

23 階南西区画の 2014 年度における BEMS データを用いて、現状の実行条件を緩和した場合の自然換気利用可能時間を解析した。時間の算出は、Table.1 に示されている全ての条件を満たす場合において行い、降雨や突風も加味している。Fig.3 の湿り空気線図上に外気の温湿度を相関させ表記し、その上に利用可能時間を示す。

外気温下限値を 1℃緩和した場合、コアタイムにおいては 75 時間の自然換気の利用拡大が見込まれ、これは 1 割以上の増加となる。また、2℃緩和した場合は 144 時間の増加し 2 割以上増加する。この増加傾向はコアタイム時間外である早朝や夜間においてより顕著となる。

この下限値緩和を 2 章にて述べた自然換気利用目安の作成手法に反映したものを Fig.4 に示す。2℃下限値を緩和すると、3 月下旬や 11 月下旬などでより多くの時間で自然換気が選択可能となり、許容温度帯において有効利用できることが示された。

A ビルの場合、人員密度が高い等の理由から内部発熱の多いフロアが多数あり、より比較的低い温度での自然換気による熱除去が有効と考えられる。また、室内側の自然換気吹出口近傍におけるドラフト感を緩和するため、吹出口の形状が天井面に沿ってコアンダ効果により室奥に緩やかに給気されるよう工夫されている。いずれにせよ、室内環境や執務者の声に配慮しながら条件を緩和することが自然換気時間の拡張に繋がると思われる。

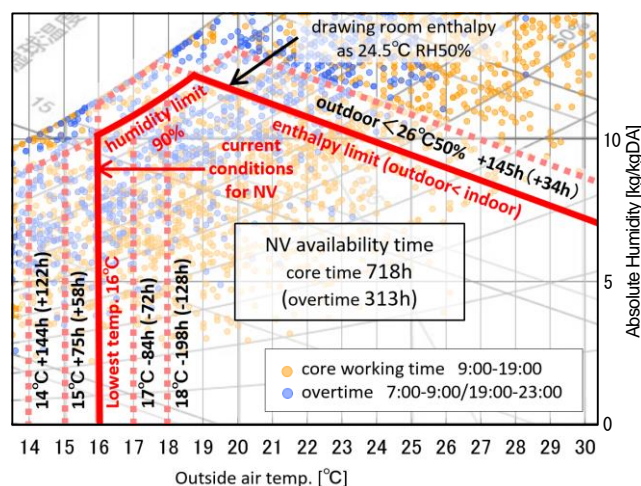


Fig.3 Conditions and availability times on psychrometric diagram

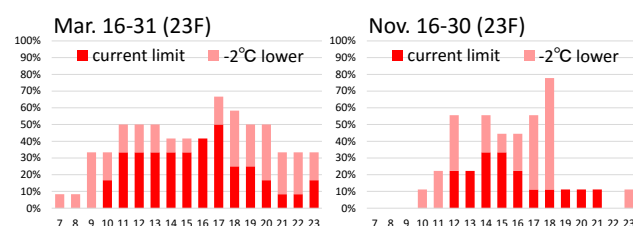


Fig.4 Increases in NV availability with lowest temp. deregulations

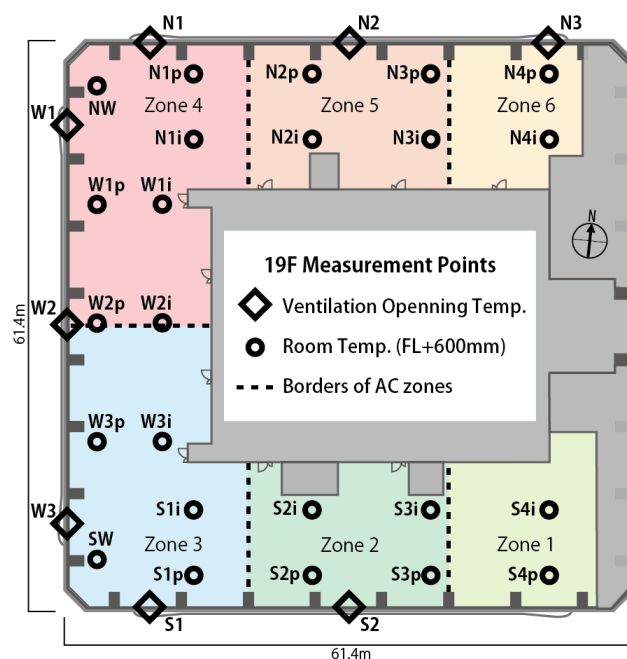


Fig.5 Measurement points on 19F

### 4. 各モード時の温度推移

#### 4.1 実測概要

実際にオフィスとして利用されている 19 階・20 階で、2015 年 10 月～11 月において Fig.5 に示す位置に温度計を設置して測定を行った。この期間、Fig.1 に示す通り自動制御にて、ハイブリッド空調および外気冷房が実施されるようになっていた。Fig.6 に 10 月 23 日と 11 月 12 日の各温度の推移とその時稼働していた空調モードを示す。なお、室内温度はインテリア側とペリメータ側のそれぞれの測定点を平均したものである。



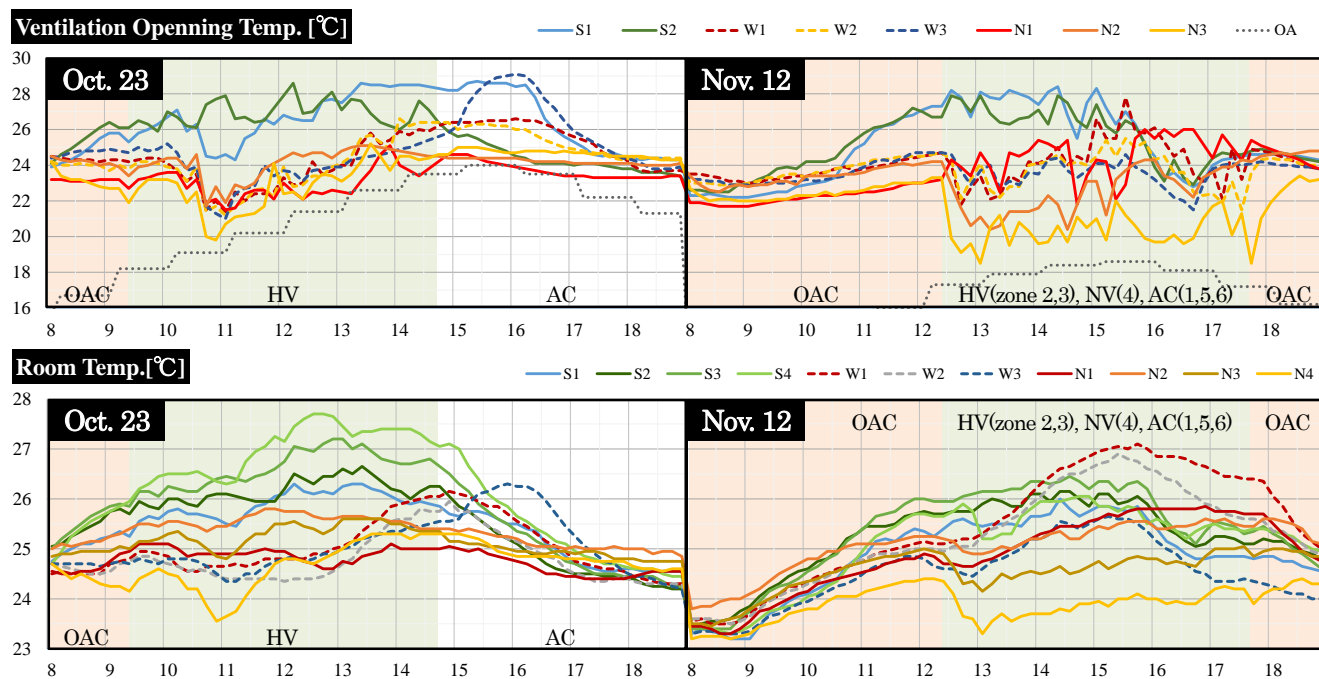


Fig.6 Ventilation opening and room temperatures

## 4.2 結果および考察

10月23日はすべてのゾーンで9:30頃まで外気冷房が行われたのち、13:00頃までハイブリッド空調が行われた。その後15:00まではゾーン1,2,4,6においてハイブリッド空調と通常空調が切り替わりながら行われた。この日はハイブリッド空調時、西および北側から風が流入し、南側の換気口が流出側となっていたことが換気口温度から予想される。室内温度も南面のS1, S2付近で上昇している。しかし、ハイブリッド空調を行っていない場合においても南側の室内温度は高くなる傾向があるため、ハイブリッド空調のみの影響とは考えにくい。

11月12日はすべてのゾーンで12:30頃まで外気冷房が行われ、その後ゾーン2,3でハイブリッド空調、ゾーン4で自然換気、その他のゾーンで通常空調が18:00頃まで行われた。主にこの日は北東側から風が流入していたと推測される。自然換気が行われたゾーン4のW1, W2においては他の測定点よりも若干温度が上昇している。南側のゾーン2,3においては換気口温度からは排気側と考えられるが、ハイブリッド空調により温調されているためか、ほぼ同じような温度で推移している。

両日ともに、外気冷房・通常空調時と比較してハイブリッド空調時は室内温度のばらつきが拡大する傾向が見られる。しかし、その幅はおおむね2℃程度であり、自然換気のみでの利用時<sup>文2)</sup>と比較し差は小さく収まっている。これは、空きテナントを用い模擬負荷を用いた実測でも同様の結果<sup>文1)</sup>を示しており、良好にハイブリッド空調が利用できていると考えられる。なお、外気冷房は長時間連続して行われているのに対し、場合によりハイブリッド空調は数十分単位で通常空調と切り替わりながら運用されることが確認された。

## 5. まとめ

- ・人体や機器による内部発熱、またその日変動を反映した自然換気利用目安の作成により、テナントの実態に応じた自然換気の活用が明らかになる。
- ・目安の作成にあたり、許容温度帯の設定を自然換気利用のアダプティブモデルを活用しているが、Aビルのような併用型システムにおいては、アダプティブモデルとして機能しているわけではない。
- ・いずれにせよ、季節に応じた許容温度帯の変動を意図して利用している。これをAビルのような併用型システムにおける実態に即した温度帯を使用することでより正確な目安が作成可能と考えられる。
- ・自然換気の外気温度の下限値の緩和が自然換気利用のポテンシャルが拡大する。とりわけ3月や11月といった時期での利用拡大が期待できる。
- ・ハイブリッド空調利用時は、温度分布が2~3度程度生じるが、自然換気時よりその差は小さい。また、短い周期で通常空調と切り替わる場合がある。

### 注 釈

- 注1) Aビルでは外気導入のCO<sub>2</sub>濃度制御を行っており、このデータを用いることで、実態に近い予測が可能となる  
 注2) WEB上で自然換気および空調モードの設定が可能

### 参考文献

- 文1) 後藤ら：高層オフィスビルにおける風力換気併用空調システムに関する研究（第1報）システム概要および換気性能・室内環境実測，空調調和衛生工学会学術講演梗概集 pp.61-64, 2014, 秋田  
 文2) 五明ら：高層オフィスビルにおける風力換気併用空調システムに関する研究（第2報）実運用中のテナントにおける空気・熱環境の検証および運用改善，空調調和衛生工学会学術講演梗概集 pp.129-132, 2015, 大阪  
 文3) Thermal environmental conditions for human occupancy, ANSI/ASHRAE Standard 55-2010, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 2010  
 文4) 猪股、吉野、田村ら：オフィスにおける在室者の温熱適応性に関する実測調査 その5 着衣量および快適温度に関する考察，日本建築学会大会学術講演梗概集（関東） pp.463-464, 2006



**放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究**  
**(その 7) CFD 数値実験に基づいたブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測**  
**A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet**  
**(Part 7) Prediction of Vertical Temperature Distribution using Block Model**  
**based on Numerical Experiment by CFD**

○杉田 雄希 (大阪市立大学)    小林 知広 (大阪市立大学)    梅宮 典子 (大阪市立大学)

Kazuki SUGITA \*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI \*<sup>1</sup> Noriko UMEMIYA \*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University

The Impinging Jet Ventilation (IJV) system is an air-conditioning method to form thermal stratification. This system mixes air more moderately within the occupied zone than the Displacement Ventilation. The final objective of this work is to establish a simplified prediction method of vertical temperature distribution based on the Block Model. As numerical experiments, a parametric study on supply air momentum is first conducted by CFD in this paper. Based on those results, appropriate value of turbulent thermal diffusivity in the Block Model corresponding to the supply air condition is determined, because it is of great importance on vertical temperature distribution.

## 1. はじめに

本研究では置換換気方式に比べて室下部の居住域空気が適度に混合する方式で床面付近から鉛直下向きに給気する Impinging Jet Ventilation 方式<sup>1,2)</sup> (以降 IJV 方式) を対象とし、十分に明らかにされていない鉛直温度分布の性状解明とその簡易予測を目的とする。既往の研究<sup>3,4,5)</sup> では実験室実験による気流分布および温度分布の基礎的性状の把握、ならびに数値実験の前段階としての非等温 CFD 解析の精度検証を行った。上下に温度成層が形成される大空間の予測モデルとして戸河里ら<sup>6)</sup> のブロックモデルがあり、置換換気室を対象として熱ブルームの影響を組み込んだブロックモデルに関する研究<sup>7,8)</sup> も見られる。しかし、これらの予測モデルで温度成層の形成に大きな影響を及ぼす重要なパラメータである上下ブロック間の乱流熱拡散係数について検討した研究は少ない。そこで本報ではブロックモデルの利用を前提とし、室への給気風量を固定して吹出口数と給気風速を変更した CFD 解析による数値実験を実施し、それに基づき鉛直温度分布を適切に再現し得る乱流熱拡散係数の同定を行った結果を報告する。

## 2. 放射連成 CFD 解析による数値実験

### 2.1. 放射連成解析

既報<sup>5)</sup> では、壁面の境界条件に実験室実験から得られた表面温度を与えることで室内気流性状を再現可能な CFD 解析手法を検討したが、給気条件等を変更すると表面温度も影響を受ける。そのため、数値実験でのパラメトリックスタディでは室外の温度条件を境界条件とし、室内壁面間の相互放射を考慮した解析が必要と言える。本節では、既報<sup>5)</sup> 同様の CFD 解析格子を用いた放射連成解析を行い、同等の精度が得られることを確認する。解析対象は寸法 9.0×5.0×2.7m の室で、IJV 吹出面が床上 600mm になるように設置され、夏期冷房時を想定した熱負荷として室中央に発熱体 (2.0kW) を有する (Fig.1)。既往研究と同様、吹出風量 600m<sup>3</sup>/h、吹出温度 20℃とし、乱流モデルには SST k- $\omega$  モデルを用いた。放射計算は透過や空間内の吸収・散乱を無視した表面メッシュ間のみ放射解析 (Surface-to-surface モデル) とし、メッシュ間の形態係数はレイトレーシング法にて算出した。境界条件として外部温度および壁面の物性値を与えた。解析条件を Table 1 に示す。

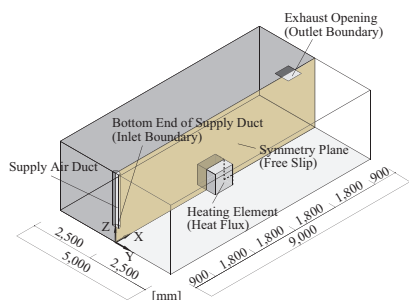


Fig.1 Calculation Domain (Validation Model)

Table 1 CFD Analysis Condition

CFD code		Ansys Fluent 14.5
Turbulence Model		SST k- $\omega$ Model
Radiation Model		Surface-to-surface Model
Algorithm		SIMPLE
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK
Boundary Conditions	Inlet	Velocity Magnitude : $V=4.716$ m/s Turbulent Intensity : $I=10\%$ Turbulent Length Scale : $L=21$ mm
	Outlet	Velocity Magnitude : $-0.463$ m/s
	Walls (Heat)	Room Walls : External Temperature Heating Element Surface : Heat Flux
	Walls (Velocity)	Symmetry : Free Slip Other Walls : Linear-Logarithmic Blending Law
	Total Number of Cells	2,023,362

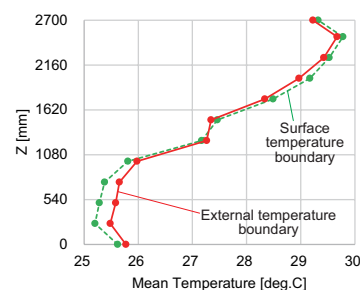


Fig.2 Vertical Distribution of Horizontal Average Temperature

表面温度を与えた解析<sup>5)</sup>および放射連成解析における室内鉛直温度分布を Fig.2 に示す。放射連成解析でも同等の精度が得られることが示されたため、次節では放射連成解析を用いて数値実験を行う。

## 2.2. 数値実験概要

本節では吹出口数を変更した数値実験を行い、鉛直温度分布の性状を把握する。吹出口数の異なる4条件 (1,2,4,6 個) を設定し、風量の合計が等しくなるように吹出風速を設定した解析を行う。つまり投入熱量を固定し、給気運動量のみの変化が温度成層に及ぼす影響の把握を意図した。その他の解析条件は原則として前節と同様とした<sup>注1)</sup> (Table 2)。解析空間 (Case 1) と各条件の平面図を Fig.3, 4 に示す。4条件の水平面平均温度の鉛直分布を Fig.5 に示す。室上部の温度に大きな差異は見られないが、居住域下部では吹出口数の増加とともに温度が低下し、上下温度差が増加する傾向が見られる。よって、吹出口と吹出風速を適切に設計することで省エネかつ快適な居住域環境を実現できる可能性があると言える。

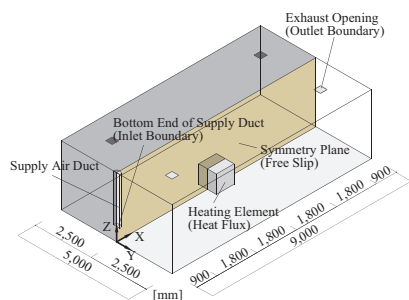


Fig.3 Calculation Domain (Case 1)

Table 2 Analysis Condition for Parametric Study

CFD code		Ansys Fluent 14.5				
Turbulence Model		SST k- $\omega$ Model				
Radiation Model		Surface-to-surface Model				
Algorithm		SIMPLE				
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK				
Boundary Conditions	Inlet	$V$ [m/s]	Case 1 4.716	Case 2 2.358	Case 3 1.179	Case 4 0.786
		$I$ [%]	10	10	10	10
		$L$ [mm]	21	21	30	21
	Outlet	Velocity Magnitude : -0.463m/s				
	Walls (Heat)	Room Walls : External Temperature Heating Element Surface : Heat Flux				
Total Number of Cells	Walls (Velocity)	Symmetry : Free Slip Other Walls : Linear-Logarithmic Blending Law				
		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	
		2,625,154	2,936,478	3,632,340	3,887,170	

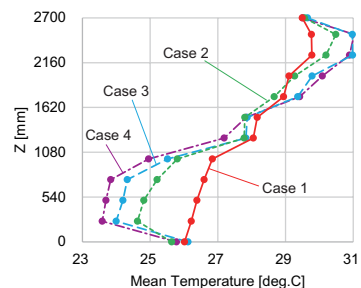
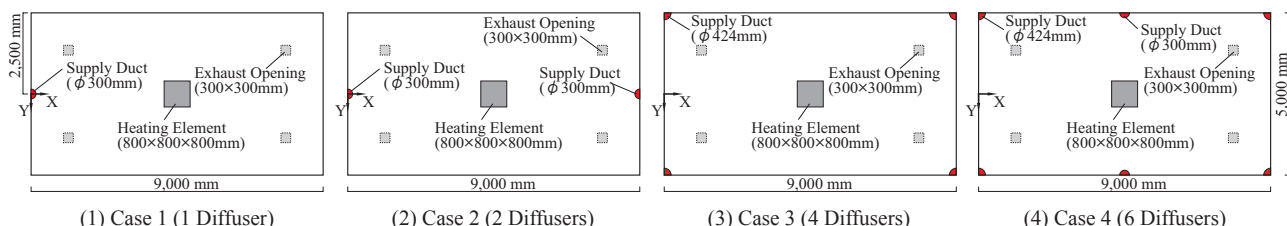


Fig.5 Vertical Distribution of Horizontal Average Temperature for Case 1 to 4



(1) Case 1 (1 Diffuser)

(2) Case 2 (2 Diffusers)

(3) Case 3 (4 Diffusers)

(4) Case 4 (6 Diffusers)

Fig.4 Floor Plans of Calculation Domains for a Parametric Study on Momentum in the Supply Air (Case 1 to Case 4)

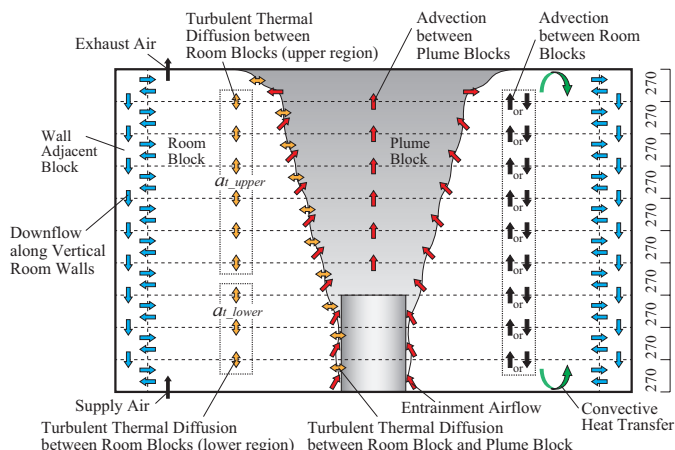


Fig.6 Schematic Diagram of Block Model

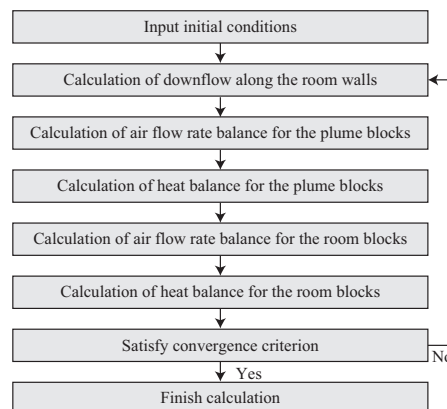


Fig.7 Flowchart of Iterative Calculation

## 3. ブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測

### 3.1. モデル概要

ブロックモデルは室内空間を鉛直方向に複数のブロックに分割し、室・壁面・熱プルームのブロック間の移流・拡散ならびに壁面での熱伝達による熱移動を評価し、鉛直温度分布を簡易に予測する方法である。本研究では、実験室実験および数値実験と同様の室を想定して室寸法を 9.0×5.0×2.7m とし、室内を鉛直方向に等間隔に 10 分割した。ブロックモデルの概要図を Fig.6 に示す。室上部から順にブロック番号  $I$  を 1 ~ 10 とし、IJV による給気は最下部のブロック 10 から行い、排気は最上部のブロック 1 から行う。また、強い熱プルームを生じる発熱体を想定した発熱量は実験および CFD と同様に 2.0kW とした。本モデルでは鉛直温度分布を予測するために、「室ブロック」に加え、壁面に沿う下降流 (あるいは上昇流) を表現するための「壁面ブロック」、熱プルームの影響を考慮するための「プルームブロック」の 3 領域に分けて風量・熱量の収支計算を行う。

### 3.2. 計算過程

Fig.7 にブロックモデルの計算過程を示す。本モデルは、壁体情報、発熱体条件、対流熱伝達率、給排気風量等を入力し、各ブロックに仮定した初期温度を与える。まず戸河里らの手法<sup>9)</sup>により各壁面 (K) ブロックで生じる下降流 (または上昇流) の風量を算出する。次に発熱体 (L) からのプルーム流量の算出を行う。本研究では大きな熱負荷を有する発熱体を設置するため、発熱体から生じる熱プルームが室内鉛直温度分布に大きな影響を及ぼす。そこで、プルーム流量の予測式<sup>9)</sup>を用いて、ブロック境界高さにおける風量を算出し、それに基づき各ブロックからの誘引風量を算出する。また、流入風量をもとに、ブロック温度およびプルーム温度から熱量収支を計算する。この後、壁面流および熱プルームによる誘引風量から各ブロックの上下ブロック間の風量収支および熱量収支を計算する。熱量収支の計算においては、隣接するブロック間の乱流熱拡散を考慮するため、熱拡散係数  $a_t$  [m<sup>2</sup>/s] を用いて熱移動係数  $C_b$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] を算出して計算を行う<sup>注2)</sup>。

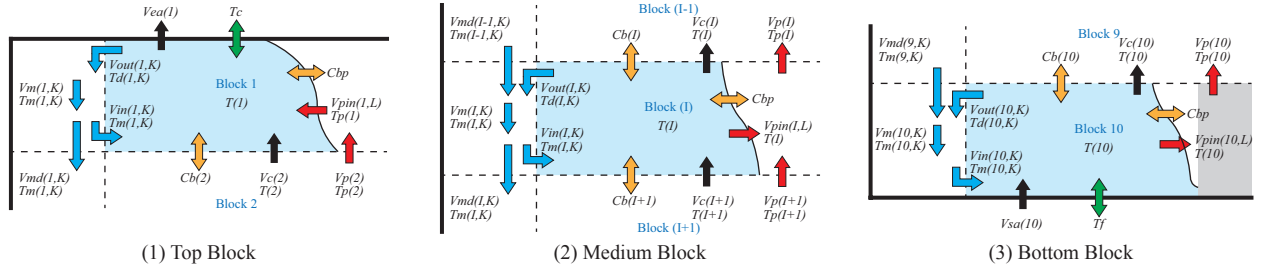


Fig.8 Air Flow Rate and Heat Balance of Block Model

Table 3 Calculated Method of Block Model

<p>Air flow rate of plume</p> $V_p = 0.005 \times W^{\frac{1}{3}} \times (h - h_0)^{\frac{5}{3}}$	<p>Air flow rate and heat balance of room block</p> $\sum_{k=1}^m \{V_{in}(I, K) - V_{out}(I, K)\} + V_{sa}(I) - V_{ea}(I) - \sum_{L=1}^n V_{pin}(I, L) + V_c(I+1) - V_c(I) = 0$
<p>Air flow rate balance of wall down flow</p> $V_{out}(I, K) - V_{in}(I, K) + V_{md}(I-1, K) - V_{md}(I, K) = 0$	<p>【Top block】</p> $\sum_{k=1}^n C_p \rho V_{in}(I, K) \{T_m(I, K) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I, L) \{T_p(I, L) - T(I)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_c - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T_p(I, L) - T(I)\} = 0$
<p>Air flow rate and heat balance of plume block</p> $V_p(I+1, L) - V_p(I, L) + V_{pin}(I, L) = 0$	<p>【Medium block】</p> $\sum_{k=1}^n C_p \rho V_{in}(I, K) \{T_m(I, K) - T(I)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T_p(I, L) - T(I)\} = 0$
<p>【Top block】</p> $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1, L) \{T_p(I+1, L) - T_p(I, L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T(I) - T_p(I, L)\} = 0$	<p>【Bottom block】</p> $\sum_{k=1}^n C_p \rho V_{in}(I, K) \{T_m(I, K) - T(I)\} + C_p \rho V_{sa}(I) \{T_m(I) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_f - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T_p(I, L) - T(I)\} = 0$
<p>【Medium block】</p> $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1, L) \{T_p(I+1, L) - T_p(I, L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T(I) - T_p(I, L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T(I) - T_p(I, L)\} = 0$	<p>※ The terms with underbar is 0 if <math>V_c</math> indicates the outflow from the block.</p>
<p>【Bottom block】</p> $\sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I, L) \{T(I) - T_p(I, L)\} + W + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I, L) \{T(I) - T_p(I, L)\} = 0$	
<p>Nomenclature</p> <p><math>V_p</math> : Air flow rate of plume [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_{pin}</math> : Entrainment air flow from block [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_{in}</math> : Inlet air flow from wall down flow [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_{out}</math> : Outlet air flow to wall down flow [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_m</math> : Mixed wall down flow [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_{md}</math> : Vertical flow rate of mixed flow [m<sup>3</sup>/s]</p> <p><math>V_{sa}</math> : Supply air flow rate [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_{ea}</math> : Exhaust air flow rate [m<sup>3</sup>/s]  <math>V_c</math> : Vertical flow rate between room blocks [m<sup>3</sup>/s]  <math>T</math> : Room block temperature [°C]  <math>T_p</math> : Plume temperature [°C]  <math>T_m</math> : Temperature of wall down flow [°C]</p> <p><math>T_{sa}</math> : Supply air temperature [°C]  <math>W</math> : Heat generation rate of heating element [W]  <math>h</math> : Height above the floor [m]  <math>h_0</math> : Distance to virtual point heat source from floor [m]  <math>B</math> : Circumferential length of heating element [m]  <math>C_p \rho</math> : Volumetric specific heat of air [J/(m<sup>3</sup>·K)]</p>	<p><math>A_b</math> : Area of boundary surface of block [m<sup>2</sup>]  <math>H_b</math> : Height of one block [m]  <math>B_p</math> : Circumferential length of plume [m]  <math>C_b</math> : Heat transfer coefficient between blocks [W/(m<sup>2</sup>·K)]  <math>C_{bp}</math> : Heat transfer coefficient around plume [W/(m<sup>2</sup>·K)]</p>

Table 4に同定された $a_{t,upper}$ と $a_{t,lower}$ を示すとともに、各条件の水平面平均温度の鉛直分布をFig.9に示す。全条件においてCFD解析とブロックモデルの結果が概ね一致しており、IJVを対象とした場合に乱流熱拡散係数を室の上部と下部の2領域に分割することの妥当性が示されたと言える。温度予測モデルの確立にはこの2種の乱流熱拡散係数を設計条件等から予測可能とする必要があり、それぞれの領域について特徴的な無次元数の関数として整備されると有用と言える。ここではその初期検討として、 $a_{t,lower}$ は給気と室下部の温度差、 $a_{t,upper}$ は室の上下温度差が支配的と仮定して以下の2種の $Ar$ 数を定義する。

$$Ar_{SA} = \frac{g \times \beta \times \sqrt{A_{in}} \times (T_{10} - T_{SA})}{v_{SA}^2} \quad (1)$$

$$Ar_{room} = \frac{g \times \beta \times H_r \times (T_{EA} - T_{SA})}{v_{SA}^2} \quad (2)$$

ここで、 $g$ : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>],  $\beta$ : 体積膨張率 [1/K],  $A_{in}$ : 吹出面積 [m<sup>2</sup>],  $v_{SA}$ : 吹出風速 [m/s],  $T_{10}$ : 最下部ブロック温度 [°C],  $T_{SA}$ : 給気温度 [°C],  $T_{EA}$ : 排気温度 [°C],  $H_r$ : 天井高 [m] である。Fig.10にそれぞれの領域の $Ar$ 数と $a_t$ の関係を示す。室上部においては低風速で $Ar_{room}$ が大きくなるほど $a_{t,upper}$ が低下する傾向が示された。吹出後の衝突噴流の影響を受ける領域の $Ar_{SA}$ と $a_{t,lower}$ でもその傾向は見られるものの、室上部と比較すると $a_{t,lower}$ の値は大きく、給気風速を抑えても一定の値を下回らない可能性がある。これは衝突噴流により室下部では空気の混合が促進されることが影響していると考えられる。

#### 4. まとめ

本研究では、放射連成CFD解析の精度を確認した上でそれを用いた数値実験を行った。その後CFD解析結果を真値として、ブロックモデルによる室内鉛直温度分布の簡易予測に必要な乱流熱拡散係数を2

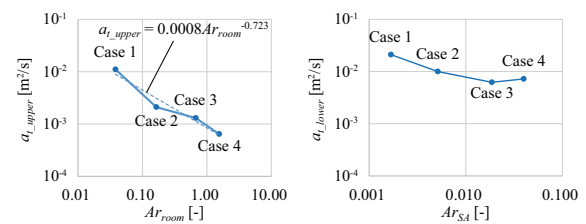
領域に分けて同定するとともに、温度分布予測精度を示した。今後は設計条件を変更した数値実験の結果を蓄積し、乱流熱拡散係数の適切な関数化を図る。

[注釈]

- 注1) 精度検証時は放射の影響を抑えて壁面にアルミ仕上げの断熱材を設置した実験室実験を再現して放射率を0.1としたが、数値実験ではより現実的な壁面を意図して0.85とした。また、排気口を1箇所から均等な4箇所配置に変更した。  
 注2) 熱移動係数は乱流拡散によるブロック間熱移動の影響を考慮する係数であり、 $C_b = a_t \times C_p \rho / H_b$ で与える。  
 注3) 文献<sup>9)</sup>を参考にブルームが鉛直方向から軸対称に12.5度の広がり角度を有すると仮定してブルーム周長を計算した。

[参考文献]

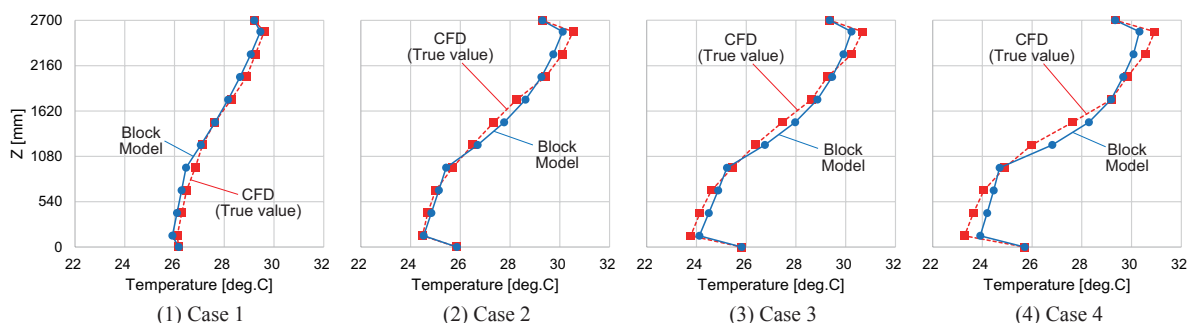
- 1) T.Karimipanah, H.B.Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ven-tilation, *Building and Environment*, Vol.37, Issue 12, pp.1329-1342, 2002
- 2) H.Chen, B.Moshfegh : Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads, *Building and Environment*, Vol.59, pp.127-144, 2013
- 3) 宇佐美亮太, 小林知広ら: 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (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, pp.277-280, 2013.3
- 4) 富田篤, 小林知広ら: 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (その3), 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.413-416, 2014.3
- 5) 杉田雄希, 小林知広ら: 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (その6), 空気調和衛生工学会大会学術講演論文集, 第6巻, pp.177-180, 2015.9
- 6) 戸河里敏, 荒井良延ら: 大空間における上下温度分布の予測モデルその1, 日本建築学会計画系論文報告集, 第427号, pp.9-19, 1991.9
- 7) 東本文明, 山中俊夫ら: 冷却面を有する置換換気室内の温度・汚染物濃度分布—熱ブルームを組み込んだブロックモデルの適用—, 日本建築学会環境系論文集, 第571号, pp.47-53, 2003.9
- 8) 石黒亮, 近本智行ら: 緩衝ブロックを用いた置換空調の室内上下温度分布予測モデルに関する研究, 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.151-154, 2012.3
- 9) H.Skistad : DISPLACEMENT VENTILATION, Research Studies Press Ltd., 1994



(1) Upper Region of the Room (2) Lower Region of the Room  
**Fig.10** Correlation between Archimedes Number and Turbulent Thermal Diffusivity for Upper and Lower Region in the Room

**Table 4** Turbulent Thermal Diffusivity obtained by Least Squares Method

Case	1	2	3	4
$a_{t,upper}$ [m <sup>2</sup> /s]	0.011	0.0021	0.0013	0.00064
$a_{t,lower}$ [m <sup>2</sup> /s]	0.021	0.010	0.0062	0.0072



**Fig.9** Vertical Distribution of Horizontal Average Temperature obtained from CFD and Block Model



# 複数の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3) 微小な風圧係数差の対面開口を有する室の換気量評価

### Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings (Part3) Ventilation Rate for Double-Sided Openings of Small Wind Pressure Difference

○藤田 拓也 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)

Takuya FUJITA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Noriko UMEMIYA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University

The general prediction method of wind-induced ventilation rate cannot work well for a room with a single opening or multiple openings of the same time-averaged  $C_p$  value, because influence of wind turbulence cannot be considered. This work aims to evaluate ventilation performance due to turbulence. This paper presents CFD based on RANS and LES for a room with double-sided openings with several cases of small wind pressure difference. The ventilation performance is evaluated by purging flow rate (PFR) and air flow rate, and the correlations between flow rate and  $C_p$  value is shown.

#### 1. はじめに

2 開口を有する室の風力換気量算定には一般的に以下の換気の式が用いられる。

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(a_1 A_1)^2} + \frac{1}{(a_2 A_2)^2}}} U \sqrt{C_1 - C_2} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(1)$$

ここで、 $A$ : 開口面積 [ $\text{m}^2$ ]、 $C$ : 風圧係数 [-]、 $U$ : 外部風速 [ $\text{m/s}$ ]、 $a$ : 流量係数 [-] である。この式では単一開口や風圧係数差がない複数開口で換気量が 0 となるが、実際には風の乱れで換気が生じる。乱れによる換気として単一開口を扱った研究はこれまでも見られ、そのメカニズムは室内空気の圧縮性による脈動現象と開口部での乱流拡散による混合現象の 2 種と言われている<sup>1,2)</sup>。複数開口においても脈動と混合のメカニズムで換気が行われており<sup>3)</sup>、檜崎・山中ら<sup>4)</sup>、河野・加藤ら<sup>5)</sup>による研究例も見られるが、風圧係数差が微小な場合での換気効果は不明な点も多い。既報<sup>6)</sup>では風圧係数差が 0 となる 2 開口で実質的な換気量として Purging Flow Rate (PFR)<sup>7,8)</sup> を評価したが、本報では微小な風圧係数差の対面開口条件を対象として RANS と LES を用いた CFD 解析を行い、2 種の換気量を用いて評価を行った結果を報告する。

#### 2. 解析概要

##### 2.1 解析対象及び解析条件

前報<sup>6)</sup>と同様に縮小模型による風洞実験を模擬した CFD 解析を行った。解析領域は幅 1,000 mm、高さ 1,000 mm、長さ 3,200 mm の流路として、風向に対して側面に対面開口を有する一辺 200 mm の立方体模型を室モデルとして設置した。メッシュレイアウトは、室モデルに近づくにつれてメッシュ間隔が細くなるように設定した (Fig.1)。Fig.2 に本報で解析を行う開口条件を示す。開口は風上側から見て左側開口部 (開口 1) の位置を固定し、右側開口部 (開口 2) を主流方向に移動させることで異なる風圧係数差を 6 条件設定した。開口サイズは全条件で 40×40 mm とし、開口部中心高さは 100 mm、壁厚は 2.0 mm とした。Table 1 に各開口条件における開口の風圧係数を示す。なお、風圧係数は前報<sup>6)</sup>で LES により行った開口を設置しない条件での解析結果と同モデルで SST  $k-\omega$  モデルを適用した際の結果からそれぞれ取得した。風圧係数の基準速度圧の位置は流入境界面の室モデル高さ座標である (X, Y, Z) = (-1100, 200, 0) を採用し、基準静圧は室モデル風上端上部で (-100, 800, 0) の位置とした。

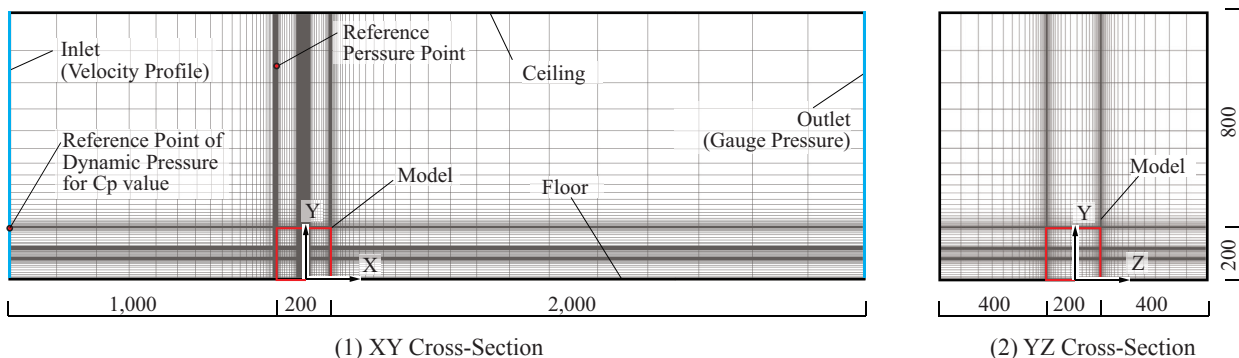


Fig.1 Computational Domain and Mesh Layout

## 2.2 CFD 解析手法

RANS と LES による CFD 解析を行う。RANS では SST  $k-\omega$  モデルを用いて流入境界条件は Fig.3 の境界層流から乱流エネルギー  $k$  と比散逸率  $\omega$  を与えた。LES では標準  $k-\varepsilon$  モデル (SKE) の結果を初期条件とし、計算時間間隔を 1/2,000 [s]、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 [s]) を SKE から LES への移行期間とみなして結果を破棄し、その後の 19 [s] を本計算とした。LES の流入境界は Smirnov ら<sup>7)</sup> の手法により変動風を与えた。Table 2 に CFD 解析概要を示す。

## 2.3 換気量評価方法

本報では RANS、LES とともにまずは前報<sup>6)</sup> 同様、次式で定義される PFR を用いた換気量評価を行う。

$$PFR = \frac{q_p}{C_p} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad \dots(2)$$

PFR は対象領域内で汚染質の希釈・排出に有効な換気空気の流入量で (2) 式の  $q_p$  は単位時間あたりに

対象領域内で発生する汚染物量 [kg/s]、 $C_p$  は対象領域内の平均濃度 [kg/m<sup>3</sup>] である。RANS では汚染物を想定した空気と同物性のガスを  $1.0 \times 10^{-5}$  [kg/(m<sup>3</sup>·s)] で室内全域から均一発生させ、室内平均ガス濃度から PFR(RANS) を求めた。LES では室内で 1/2,000 [s] ごとに Fig.4 に示す座標を組み合わせた 27 点から粒子を発生 ( $q_p=54,000$  [個/s]) させて、対象領域内 ( $-95 < x < 95$ ,  $5 < y < 195$ ,  $-95 < z < 95$ ) の室内粒子個数濃度から PFR(LES) を求めた。PFR(LES) は発生開始後の定常濃度から算出する必要があるが、条件によっては総計算時間が不十分となる可能性を考え、以下の汚染質濃度予測式を用いて CFD 解析の個数濃度と予測個数濃度の差の二乗和が最小となるような換気回数  $n$  [1/s] を同定することで  $PFR (=nV)$  を算出した。

$$C_r(t) = \frac{q_p}{nV} (1 - e^{-nt}) \quad \dots(3)$$

$C_r(t)$  は室内個数濃度 [個/m<sup>3</sup>]、 $q_p$  は発生量 [個/s]、 $V$  は室容積 [m<sup>3</sup>]、 $t$  は本計算開始後の時間 [s] である。

本報では PFR に加えて開口面法線方向の風速を流入出で区別して積分することで空気の流入出量を評価する。PFR と区別してこの風速ベースの換気量を通気量 AFR (Air Flow Rate) [m<sup>3</sup>/s] と表記する。RANS では開口面に流入出する法線方向のレイノルズ平均風速に開口面積を乗じて流入出量の平均値として AFR(RANS) を求めた。LES では開口面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.5)、両開口からの瞬時流入風量合計  $Q_{in}$  及び

CFD Code		Ansys Fluent 15.0	
Turbulence Model		Large Eddy Simulation Smagorinsky-Lilly Model (Cs=0.1)	SST $k-\omega$ model
Algorithm		SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing	QUICK
Time Step		0.0005 s	—
Pre-Conditioning Period		2,000 time step (=1.0 s)	—
Main Calculation Period		38,000 time step (=19 s)	—
Boundary Conditions	Inlet	1/5 Power law (Smirnov's method)	
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]	
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law	
Total Number of Cells		Case0	Case1 Case2 Case3 Case4 Case5
		757,253	1,072,323 1,100,923 1,166,275 1,213,571 1,207,659

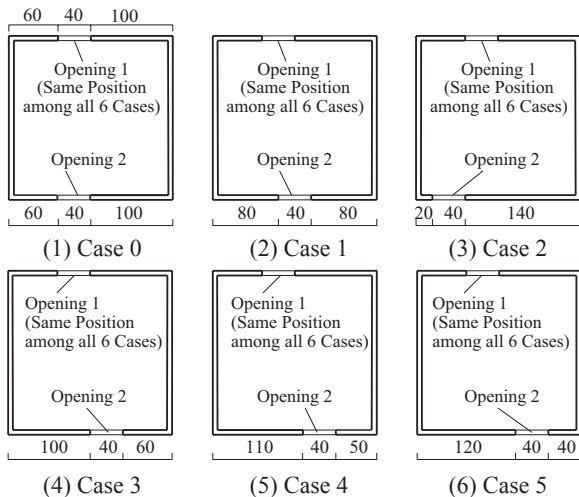


Fig.2 Studied Cases of Opening Condition

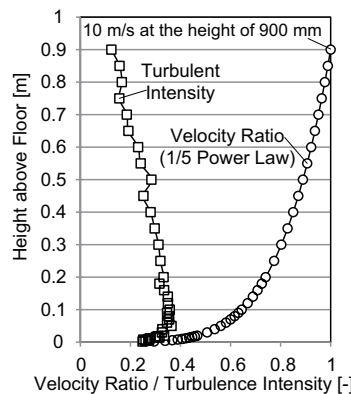


Fig.3 Velocity and Turbulent Intensity Profile of Approaching Flow

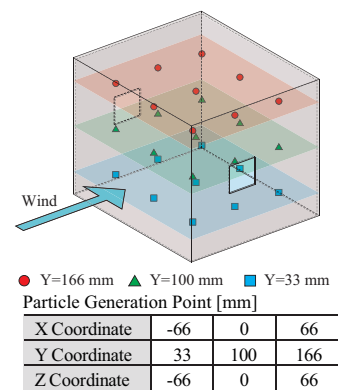


Fig.4 Schematic and Coordinate of Particle Generation Points

Table 1 Wind Pressure Coefficient of Opening for Each Cases

	Central Position of Opening (X, Y, Z) [mm]		RANS			LES		
			Cp Value [-]		$\Delta C_p$	Cp Value [-]		$\Delta C_p$
	Opening 1	Opening 2	Opening 1	Opening 2		Opening 1	Opening 2	
Case 0	(-20, 100, -99)	(20, 100, 99)	-0.736	-0.733	0.003	-0.903	-0.881	0.022
Case 1	(-20, 100, -99)	(0, 100, 99)	-0.736	-0.710	0.026	-0.903	-0.842	0.061
Case 2	(-20, 100, -99)	(-60, 100, 99)	-0.736	-0.744	-0.008	-0.903	-0.800	0.103
Case 3	(-20, 100, -99)	(20, 100, 99)	-0.736	-0.667	0.069	-0.903	-0.755	0.148
Case 4	(-20, 100, -99)	(30, 100, 99)	-0.736	-0.635	0.101	-0.903	-0.691	0.212
Case 5	(-20, 100, -99)	(40, 100, 99)	-0.736	-0.602	0.134	-0.903	-0.629	0.274

瞬時流出風量合計  $Q_{out}$  を全 time step で求め、それらの時間平均値を AFR(LES) として算出した。

$$AFR(LES) = \left( \frac{|Q_{in}| + |Q_{out}|}{2} \right)^t [\text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(4)$$

AFR は風速のみに基づく換気量であるため、一度流出した汚染物の再流入は有効な換気とみなさない PFR と比較して大きい値をとると考えられる。

### 3. 解析結果と考察

Fig.6 に RANS による  $y=100$  [mm] での室内濃度コンターを示す。Fig.7 に LES による室内個数濃度の時間応答の CFD 解析結果を (3) 式による近似値と共に示す。両者とも Case 3 ~ Case 5 では風圧係数差が大きいほど濃度が低くなる傾向が見られるが、Case 0 ~ Case 2 のように風圧係数差が非常に小さい条件ではその限りではない。よってこれらの条件では、時間平均した風圧係数の差ではなく、開口部周辺の乱流拡散や開口間の瞬時の風圧係数差といった気流の乱れが主な換気駆動力と考えられる。

Fig.8 に LES による各開口条件の  $Q_{in}$  と  $Q_{out}$  の時間変動を 2.0 [s] まで示す。全条件で瞬時の風量 balan

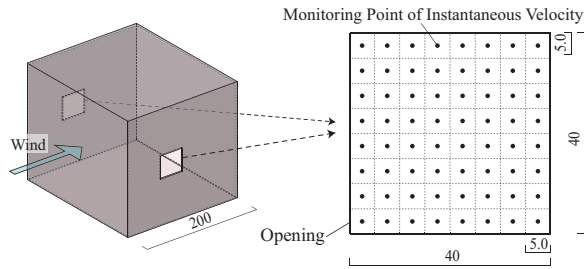


Fig.5 Monitoring Point for Instantaneous value of Z-Velocity to obtain Air Flow Rate from LES Calculation

スが取れており、開口部風速モニター点の配置間隔に大きな問題はないと言える。また、Case 2 の流入出量が他の条件より変動が小さい結果となった。風圧係数差が非常に小さい条件では乱れが主な換気駆動力と考えられることから、Case 2 では開口部での気流の乱れが小さいため換気効果も小さく、Fig.7 の室内汚染物濃度が Case 0 及び Case 1 より高くなったと考えられる。Fig.9 に各条件の LES 結果に基づいて次式から計算された開口 2 からの流入率 ( $r_{in(2)}$ ) を示す。

$$r_{in(2)} = \left( \frac{Q_{in(2)}}{Q_{in}} \right)^t \times 100 [\%] \quad \dots(5)$$

$Q_{in(2)}$  は  $Q_{in}$  のうち開口 2 のみから流入する瞬時風量である。Case 0 では風圧係数差が概ね 0 であるため、両開口から同程度の風量が流入して 50% 程度となる。全条件で開口 2 の風圧係数の方が大きいため、風圧係数差が大きくなるとともに右側開口部からの流入率が増加する傾向が見られるが、Case 2 では 50% と

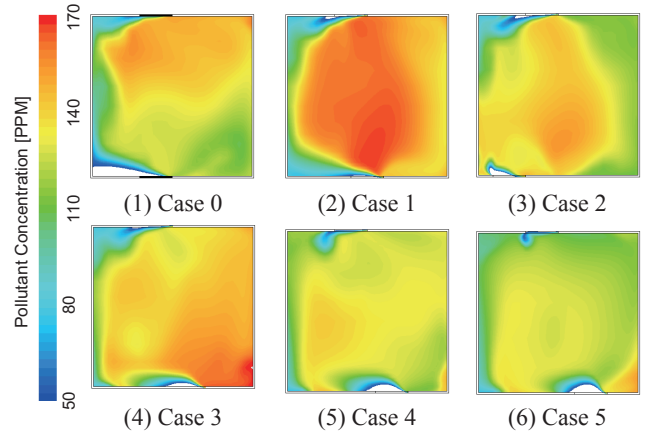


Fig.6 Contour of Pollutant Concentration obtained from RANS

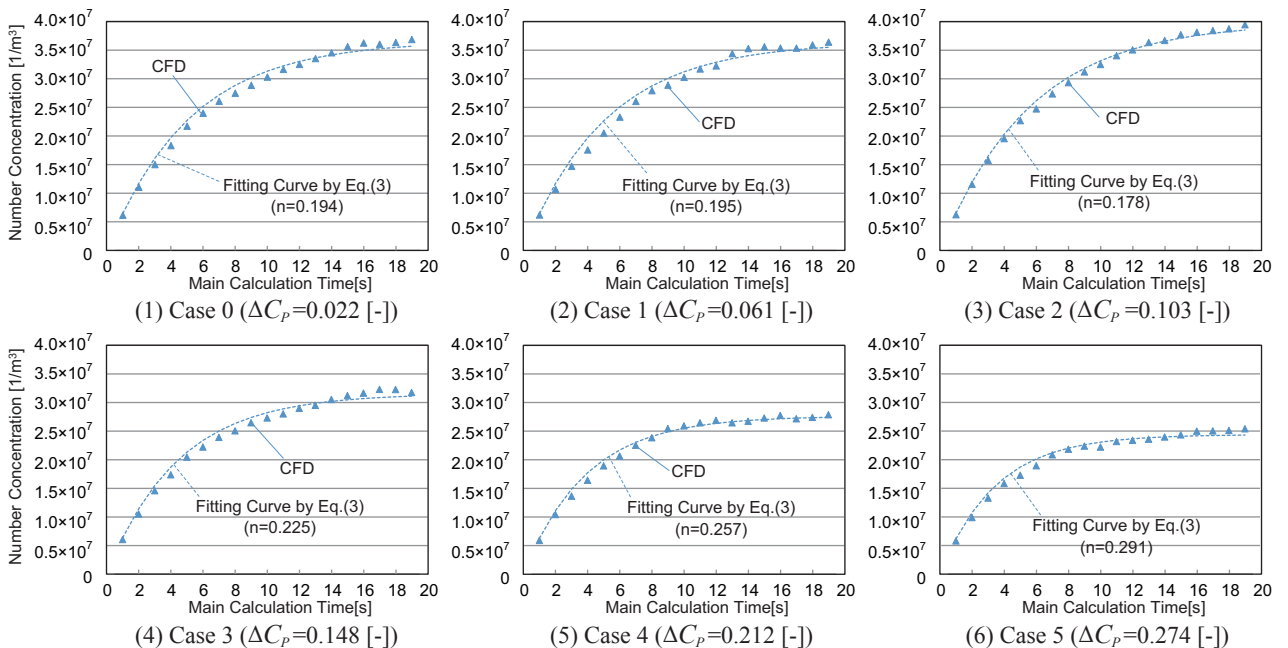


Fig.7 Time Variation of the Number Concentration obtained from LES



なり左右の開口からの流入出量が同程度となった。このことから、風圧係数差が 0.1 [-] 程度の微小な条件での換気量は開口部近傍の乱れ性状が支配的に影響を及ぼすと言える。

Fig.10 に風圧係数差と PFR・AFR の関係を示す。なお、(1) 式による換気量 ( $\alpha=0.60$ ) も併せて示す。LES では風圧係数差が 0.1 以上で AFR(LES) が (1) 式に概ね一致する結果となり、0~0.1 程度の風圧係数差までは乱れ駆動の換気が支配的になるため従来手法による換気量算定では精度が著しく低下することが示された。なお、PFR(LES) は AFR(LES) より若干小さいが、室内での空気の滞留箇所の存在や流出した汚染物の室内への再帰が原因と考えられる。

RANS では風圧係数差が小さい場合に開口部での移流量が小さいために AFR・PFR 共に (1) 式及び LES と比較して極端に小さな結果となった。ただし、ここでは RANS と LES で各開口条件の風圧係数差が異なっているため、2 種の乱流モデルで気流分布と静圧分布が異なっていると考えられる。したがって、本報の RANS 解析ではそもそもの解析精度が十分ではなかったと言えるが、これらの結果からは RANS では平均風速場と平均圧力場が正しく解かれていたとしても風圧係数差が微小な条件では換気量を適切に評価することができないと考えられる。

#### 4. まとめ

風圧係数差が微小な 2 開口を対象として CFD により換気量を評価した。その結果、風圧係数差が 0.1 程度以下で従来の換気の式が不適切になると示された。

#### 参考文献

- 1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, *Building and Environment*, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, *Building and Environment*, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 檜崎正也, 山中俊夫, 樋口祥明: 風の乱れを考慮した換気設計法に関する研究 第 1 報 風の乱れによる換気効果とそのメカニズム, 空気調和・衛生工学会論文集, pp25-34, 1989.2
- 4) 山中俊夫, 檜崎正也, 岩本清孝: 自然風の乱れによる換気効果 (その 31) 大小二つの開口を持つ室の風の乱れによる換気効果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), pp819-820, 1993.9
- 5) 河野良坪, 加藤信介, 大岡龍三, 高橋岳生: 欧風時における片側開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気性状に関する研究 (その 3), 日本建築学会環境系論文集 第 73 巻 第 626 号, pp437-443, 2008.4
- 6) 小林知広, 梅宮典子, 近本智行, LIM Eunsu: 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) LES による単一開口及び複数開口の解析, 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) 伊藤一秀, 加藤信介, 村上周三: 不完全性混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 -Particle Tracing による Visitation Frequency,Purging Flow Rate の基礎的解析, 日本建築学会計画系論文集, 第 534 号, pp41-48, 2000.8
- 8) M. Sandberg and D. Etheridge : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996
- 9) A. Smirnov, et al : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6

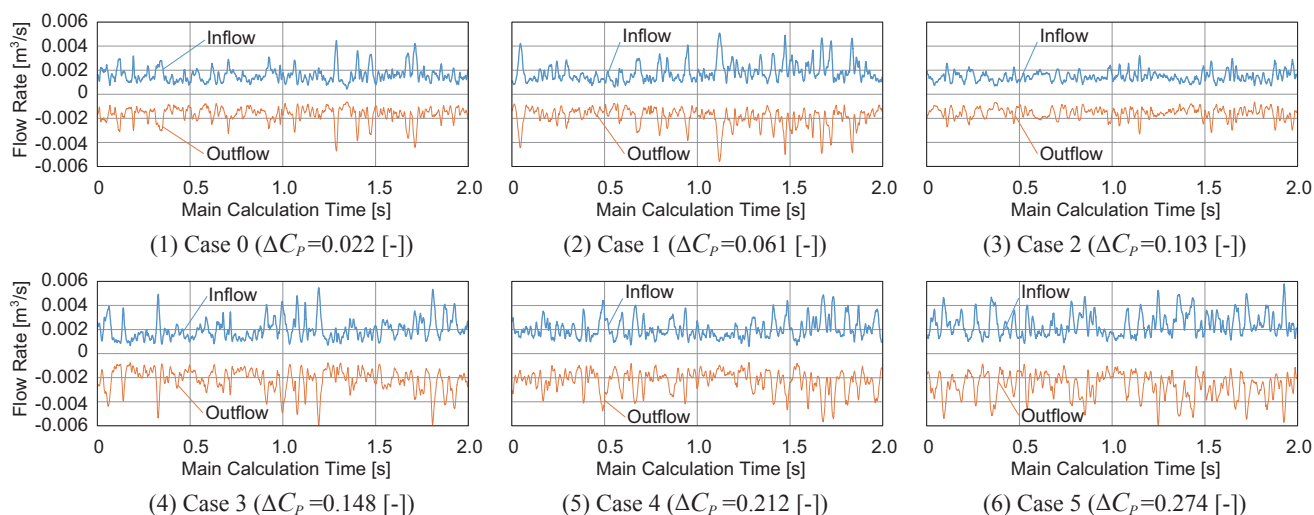


Fig.8 Instantaneous Inflow/Outflow Rate passing through Two Openings obtained from LES

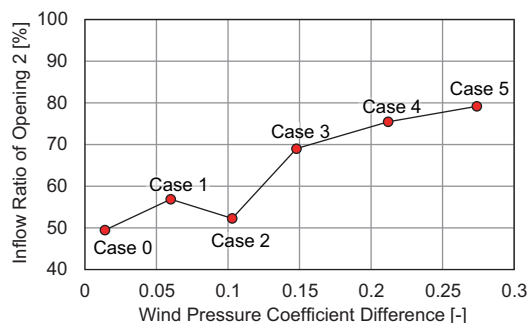


Fig.9 Correlation between Inflow Ratio and  $\Delta C_p$

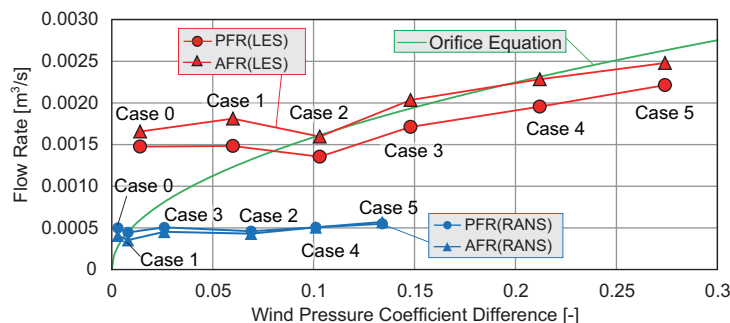


Fig.10 Correlation between Flow Rate and  $\Delta C_p$



## 業務用厨房における厨房機器に関する実測評価

○須田 匡英（竹中工務店） 中川 浩明（竹中工務店）  
Masahide SUDA\*<sup>1</sup> Hiroaki NAKAGAWA\*<sup>1</sup> \*<sup>1</sup> Takenaka Corporation

The kitchen is on the trend of energy consumption per unit often, because discharging the heat or waste gas or the like, it is necessary to ensure the comfort and safety of the kitchen. In this research, it is intended to reduce the ventilation and air-conditioning energy and control of the thermal environment in the commercial kitchen with company cafeteria. In addition, show a difference of how to use the kitchen equipment in each application by revealing the year of kitchen instruments utilization form in the company cafeteria and university.

1. はじめに

厨房はその特性上、熱や廃気等を排出し、厨房内の快適性や安全性を確保するため、エネルギー消費原単位が多い傾向にある。本研究は、社員食堂に併設された業務用厨房における厨房機器の利用実態を明らかにするとともに、換気・空調エネルギーの削減と温熱環境の維持を目的としている。<sup>1)～6)</sup>

## 2. 計画概要

## 2.1 厨房利用計画

対象となる社員食堂に併設された厨房は、主厨房（ガス式）・麵厨房（電気式）・アイランドキッチン（電気式）・洗浄室（ガス式）から構成されている（写真1、図1）。表1に厨房概要を示す。主厨房では朝から昼食の仕込み作業が行われ、下準備は概ねここで行われる。麵厨房及びアイランドキッチンは主に昼食時に使用され、厨房機器はその際の食事提供に必要な保温や調理に使用される計

画となっている。

## 2.2 厨房空調・換気計画

各厨房及び洗浄室は外気処理空調機からの新鮮空気が供給され、各排気口から排気する空調・換気計画としている。主厨房では一方向から給気され、対面にある排気口を通じて排気される計画としている。給気場所は、壁面下部のパンチングパネルと壁面上部のVHSで、面風速を1.5m/s以下としている。また、天井面全体を勾配天井としたフードレス厨房を採用し、端部の折上げ部に排気口を設け、熱・湿気を誘導して排気している。麵厨房については置換換気天井(メーカー標準品)となっており、天井面から厨房内に給気し、排気フードを通じて排気される。アイランドキッチンではキッチン周りの客導線に給気し、厨房機器近傍と天井面近傍に設置された排気口で排気を行っている。エアバランスは主厨房で±0、麵厨房及びアイランドキッチンで負圧としている。



写真1 厨房写真(左:主厨房 中:麺厨房 右:アイランドキッチン)

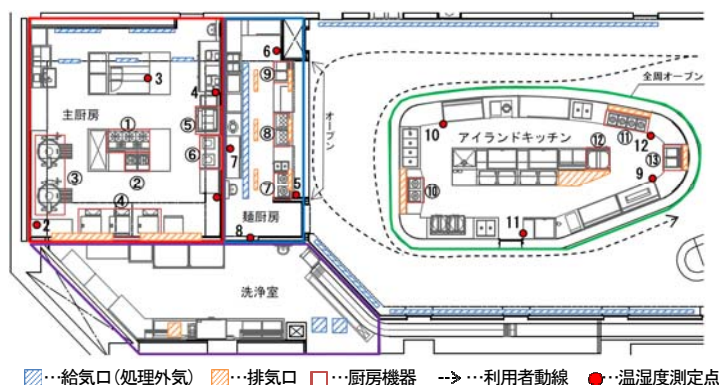


图1 厨房平面图

表1 厨房概要

[illegible]

### 3. 厨房機器利用実態

#### 3.1 日利用実態

図3に代表日(2015年8月5日)の各厨房の厨房機器負荷率の経時変化(1分データの10分間平均値)を示す。主厨房では朝6時頃より仕込み作業が始まり、各機器が使用されていることがわかる。営業が開始された後も自動炊飯器やガステーブルが使用されるが、仕込み作業時に比べ、同時に長時間機器が使用されることは少ない。また、営業終了後も次の日の仕込み作業のため、機器が使用されていることがわかる。麵厨房に関しては、主厨房同様朝の仕込み時に機器が使用されている。ここで使用されている機器は、麵厨房で使用するスープとアイランドキッチンで提供するスープのための利用である。営業が開始するとゆで麵機が稼働し、最も全体機器負荷率が高くなり、麵厨房の厨房機器全体で見ると80%近くになる。また、営業終了後はほとんど機器の使用は無い。アイランドキッチンは仕込み時に電気フライヤーが保温状態に入り、営業時間内で追加分の料理をそこで調理するのに用いられたことがわかる(代表日はフライヤー使用時を選定している)。また、麵厨房から運ばれたスープは電磁調理器にて再加熱され提供されている。アイランドキッチン全体で見てもその日に使用される機器が限られるため、機器負荷率は極めて低い。

図4に代表日の機器ごとの負荷率の経時変化(1分データの1時間平均値)を示す。これは各厨房の厨房機器に加え、洗浄室にある食器洗浄機とガスブースターの負荷率も見込んだ値となっている。機器ごとにみると営業終了時に使用される食器洗浄機とガスブースターの機器使用率が最も高く、その次にゆで麵機、ガステーブルとなった。しかしながら、全体的に見てみると、最大で約20%となっており、負荷率が低いことがわかる。

#### 3.2 年利用実態

図5に各厨房の年間(2015年1月～12月)の機器負荷率と各厨房機器の負荷率(1分データの10分間平均値)を示す。ここでは3月18日～6月9日、9月18日～11月6日の期間のガス流量及び電流値データが未取得で、1月1日～2月2日の期間の電流値データが未取得のためその他の期間で考察を行うこととする。まず、機器全体のグラフで見ると上記代表日同様、機器負荷率が概ね20%程度となっていることがわかる。主厨房ではガス回転釜が20～40%、自動炊飯器(ガス)及びガステーブル(ガスフライヤー含む)が60%程度の機器負荷率となっており、スチームオープン(スープレンジ含む)が冬期に比較的多く使用されていることを除き、年間通じて大きな変動はない。主厨房全体としてみても概ね20～40%の負荷率となっている。麵厨房に関しては、揚げ物を主厨房で朝の仕込み時に調理してしまうため、電気フライヤーの使用がないことがわかった。また、電磁調理器はスープ

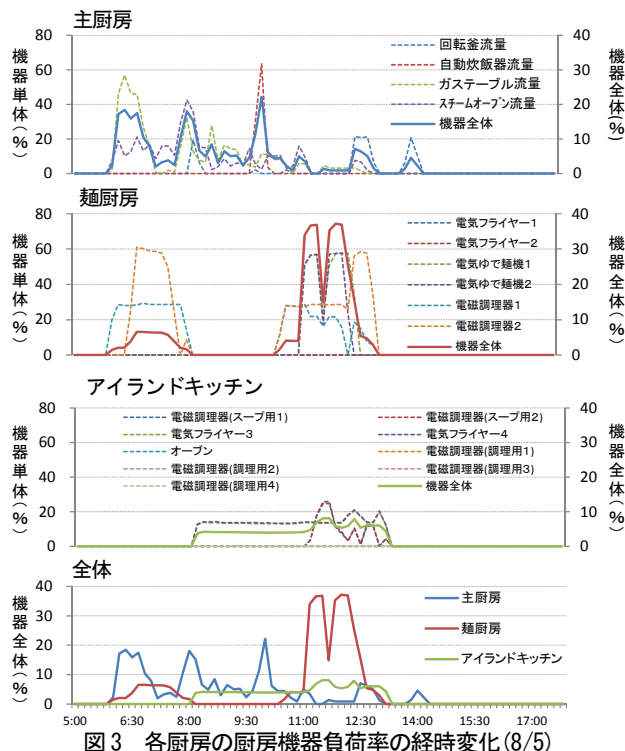


図3 各厨房の厨房機器負荷率の経時変化(8/5)

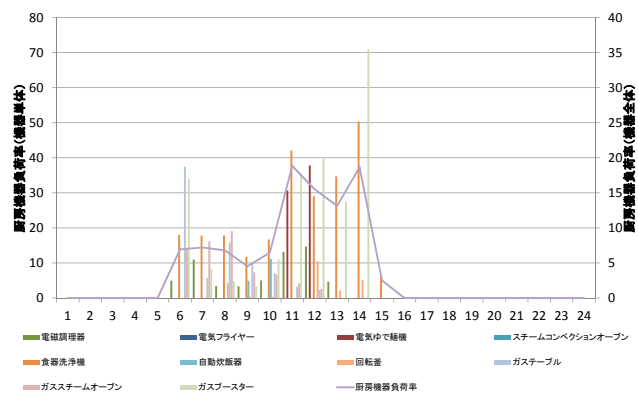


図4 各厨房機器負荷率の経時変化(8/5)

用で、ゆで麵機と共に湯を作るために使用されているため、負荷率も60%程度で一定となっており、全体での負荷率は40%程度である。アイランドキッチンは上記でも述べたように使用する機器が限られていることや使用時間が短いため、電気フライヤー使用時でも全体の負荷率が20%程度と極端に低いことがわかる。また、麵厨房同様スープ用の電磁調理器は一定の負荷率で推移しているが、調理で使用する電磁調理器はその日のメニューや使われ方によりその負荷率が変動していることがわかる。洗浄室ではほぼ定格でガスブースターが稼働し、併せて食器洗浄機が稼働している。洗浄室全体で見ると約80%と高くなっているが、厨房機器全体に対して機器の負荷がそれほど大きくないことや営業終了後の使用となるため、機器全体の負荷率に及ぼす影響は少ない。全体を通して機器負荷率が低いことから、一定風量による換気のエネルギーやそれに伴う外気負荷処理のためのエネルギーの削減が考えられる。

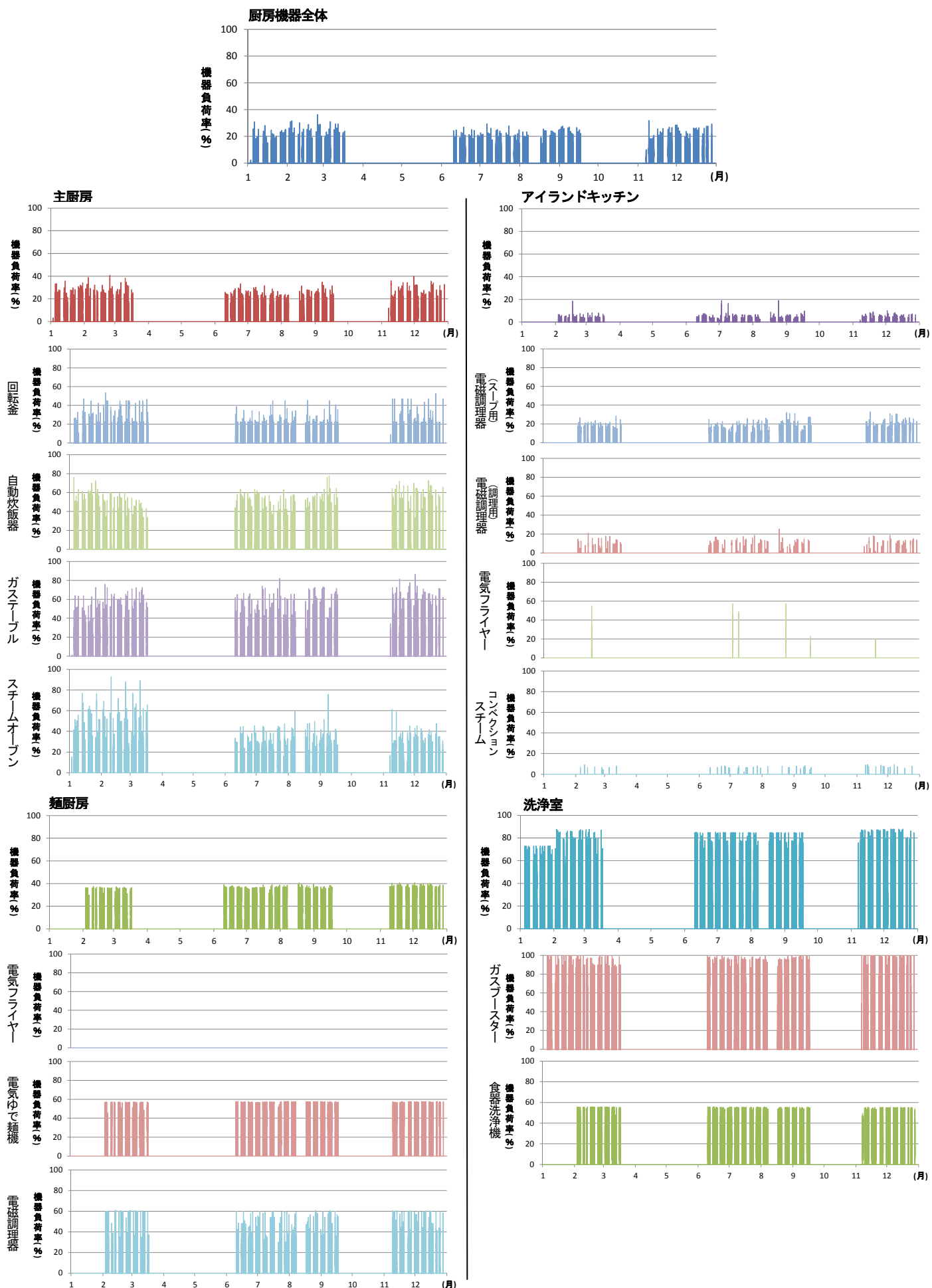


図5 各厨房の年間の機器負荷率と各厨房機器負荷率



## 4. 実測調査

### 4.1 換気量制御

麵厨房を除き<sup>注1)</sup>厨房機器のガス流量・電流値により換気量制御を行い、換気動力と外気処理空調機の処理熱量の削減を図っている。図6に換気量制御系統図を示す。各室の給排気にはVAVを設置し、各厨房機器のガス流量、電流値により必要風量の算出を行い、給排気VAVの比例制御を行う。また、給気温度は、室内温度(各測定点内で最も条件の悪い個所)による給気温度のカスケード制御としている。

### 4.2 実測概要

夏期における各厨房作業面の温度実測を行った(図1, 表1にその計測点及び測定高さを示す)。測定機器は温度湿度計を使用し、1分間毎の温湿度を計測した。主厨房に関しては9月14~18日、麵厨房及びアイランドキッチンでは9月8日~11日の期間で計測を行った。

### 4.3 実測結果

各厨房内温度実測の経時変化(8/9, 18)を図7に示す。主厨房では作業開始時(午前6時頃)に外気の供給が始まるが、本ビルの管理上、熱源が停止しているため、空調立ち上がり時に温度が変動している。熱源稼働後は、機器直近で高い部分も見られるが、各厨房内の温度状態は概ね25℃前後に保たれている。既報<sup>7)</sup>での冬期実測の結果を含め、機器使用や換気量の変化に関わらず、平均的に温熱環境が維持されていることが確認された。

次に、必要排気量と排気量の経時変化を図8に示す。麵厨房についてはデータ未取得のため定格風量での運転がなされているものとしており、全体のグラフからは除している。各厨房共に図3にある機器の負荷率から算出される必要排気量が示されている。主厨房では室内温度とのカスケード制御に起因して、立ち上がり等で定格風量にて運転する部分はあるものの、必要換気量を下回ることなく運転している。アイランドキッチンでは食堂(客席)も含めたエアバランスを考慮し、最小給気量を設定しているため、“給気量<排気量”の動きとなっている。換気風量の制御により、排気ファン動力の削減量は全体で約54%、給気ファンでは約58%削減されていた。冬期に行った計測<sup>7)</sup>では排気ファン動力の削減量が全体で約56%、給気ファンが約61%となっていたため、ほぼ同様の削減効果が得られたことが確認された。しかしながら、夏期冬期共に必要排気量に対して排気量がかなり多くなっているため、必要排気量の観点で見ると更なる省エネルギーが見込める。

## 5. おわりに

本報では、社員食堂に併設された業務用厨房における厨房機器の利用実態を明らかにすると共に、厨房機器利用に即した換気制御とすることによる、厨房内の温熱環境の維持と換気エネルギーの省エネ性について確認した。

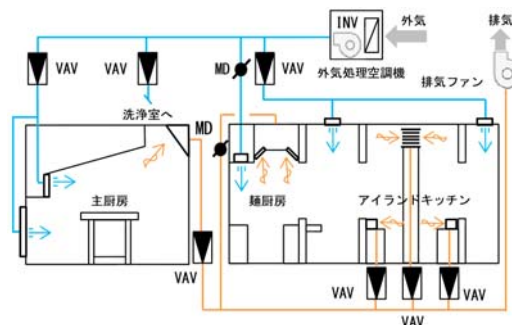


図6 換気量制御系統図

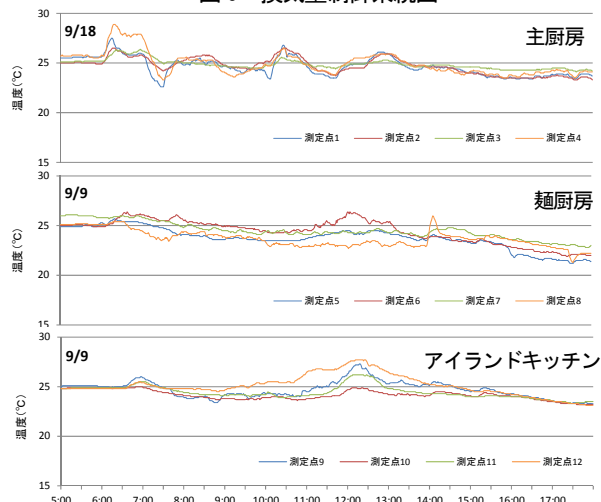


図7 各厨房内の温度実測の経時変化

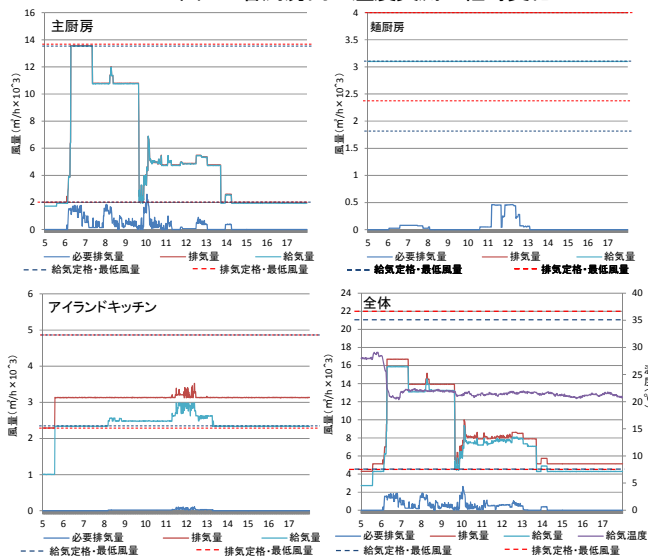


図8 必要排気量と排気量の経時変化(8/5)

【注釈】注1) 麵厨房はメーカー標準の(温度他による)換気量制御となっている。  
【参考文献】1)豊村、甲谷、山中、桃井、相良：食堂を併設した業務用厨房の換気・空調設計手法に関する研究(その2)フード排気量設計手法の分析、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)環境工学Ⅱpp.793-794、2011.8 2)北村、甲谷、山中、桃井、相良：食堂を併設した業務用厨房の換気・空調設計手法に関する研究(その4)実厨房においてエアコン吹出気流がフード周辺気流に及ぼす影響、日本建築学会大会学術講演梗概集(東海)環境工学Ⅱpp.683-684、2012.9 3)相原、奥田、西川：フード内温度を用いた換気量制御のためのシステム構築、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)環境工学Ⅱpp.801-802、2011.8 4)相原、倉淵、鳥海、船戸他：業務用厨房におけるフード内温度を用いた換気量制御システムの開発 その1夏期の実厨房における快適性と省エネ性に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集(東海)環境工学Ⅱpp.695-696、2012.9 5)相原、倉淵、鳥海、奥田：業務用厨房におけるフード内温度を用いた換気量制御システムの開発 その5冬期の実厨房における温熱環境・省エネ改善効果の検証、日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿)環境工学Ⅱpp.723-724、2014.9 6)中川、粕谷、小林、増田：大学に併設された業務用厨房の換気・空調に関する実測評価 厨房利用実態と換気量制御、日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿)環境工学Ⅱpp.727-728、2014.9 7)須田、粕谷、中川、増田：社員食堂に併設された業務用厨房の換気・空調に関する実測評価、日本建築学会大会学術講演梗概集(東海)環境工学Ⅱpp.625-626



## 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7) CFD を用いた縮小模型実験に関する検討

## Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen

## (Part 7) CFD Analysis for Small-Scale Model Experiment

○竹谷 俊成 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)

相良 和伸 (大阪大学) 藤村 倫子 (大阪大学)

Toshinari Taketani<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup>Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup> Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Noriko FUJIMURA<sup>\*1</sup><sup>\*1</sup>Osaka University

In a commercial kitchen, a large ventilation rate is needed and energy consumption can be large because a large amount of effluence of heat and cooking substance need to be removed. To make kitchen comfort and save energy, it is important to remove them efficiently by minimum exhaust the flow rate. In this study, an experiment was done by using small-scale model. In this paper, the reduction of the small scale model was calculated to use in the small-scale experiment based on the similarity law. Also, full-scale model was compared with small scale model by means of CFD Analysis.

## 1. はじめに

業務用厨房では、調理作業により食材や厨房機器から油分を含んだ大量の熱や調理生成物質が発生するため、作業環境は劣悪なものになりやすく、改善のために適切な換気設計が必要である。本研究の最終目標は、捕捉と保持の現象をに分けた局所排気フードの捕集原理<sup>1)</sup>を解明することにある。これまで実物大の業務用厨房を使用して種々検討を行ったが、実物大実験の作業性が悪いことや、時空間の同時測定が困難であることから、縮小模型実験による検討を始めている。本報では、筆者ら<sup>2)</sup>の実験をを1/2スケールに縮小した模型実験に関する相似則の考察を行い、次報(その8)<sup>3)</sup>での縮小模型実験へ適用する。また、近似相似則の問題点や適用範囲を検討することを目的としてCFD解析を行う。ただし、CFD解析結果の詳細分析には至っておらず、捕集率、温度、風速の比較を行った段階での報告である。

2. 精密な相似則<sup>4)</sup>

室内気流の相似則では、室内気流場に対するものと壁面や吹出し口などの境界条件に対するものがある。

## (1) 室内気流場の相似

対象場は、初速を持った熱上昇気流をフードで機械排気するために強制対流場と考え、相似条件としてレイノルズ数  $Re$  とアルキメデス数  $Ar$  の一致が必要である。よって式(1)、(2)が導かれる。

$$n_u n_l = 1 \quad (1) \quad \frac{n_{\Delta\theta} n_l}{n_u^2} = 1 \quad (2)$$

## (2) 境界条件の相似

発熱源、給排気口、壁面に関わらず、全ての境界において、移動形態(貫流(伝導・伝達)・放射・換気)ごとの熱流比が模型と実物で一致する必要がある。各々について縮率で表すと以下となる。

$$\begin{aligned} \text{貫流: } n_{Q_1} &= n_K n_{\Delta\theta} n_l^2 & \text{伝導: } n_{Q_2} &= n_r^{-1} n_{\Delta\theta} n_l^2 \\ \text{伝達: } n_{Q_3} &= n_a n_{\Delta\theta} n_l^2 & \text{放射: } n_{Q_4} &= n_e^{-2} n_K n_{\Delta\theta} n_l^2 \\ \text{換気: } n_{Q_5} &= n_u n_{\Delta\theta} n_l^2 \end{aligned}$$

発熱量  $Q$  に対してこのいずれかを用いて熱収支式が立てられ、結局次式となる。

$$n_Q = n_{Q_1} = n_{Q_2} = n_{Q_3} = n_{Q_4} = n_{Q_5}$$

しかしながら、この5つの熱流に対して4つが定まれば熱収支より残りの1つは成立するため、制御が困難である熱伝達に関する条件を除外して次式となる。

$$n_Q = n_K n_{\Delta\theta} n_l^2 = n_r^{-1} n_{\Delta\theta} n_l^2 = n_e^{-2} n_K n_{\Delta\theta} n_l^2 = n_u n_{\Delta\theta} n_l^2 \quad (3)$$

式(1)(2)(3)を用いて  $n_u$ 、 $n_Q$ 、 $n_{\Delta\theta}$  を  $n_l$  で表現すると以下の通りである。

$$n_u = n_l^{-1} \quad n_{\Delta\theta} = n_l^{-3} \quad n_Q = n_l^{-2}$$

3. 近似相似則<sup>4)</sup>

全ての相似条件を完全に満たすことは困難で、対象場の特性に応じて条件の緩和が試みられてきた。壁面近傍を除く十分乱れた場においては乱流レイノルズ数  $Re_t$  が支配的になること、かつその自動的な一致を根拠として、 $Re$  数の一致を除外して式(2)のみを

用いる考え方が採用されており、古くから近似相似則と呼ばれてきた。式 (2), (3) を用いて縮率を表現すると以下の通りである。

$$n_u = n_{\Delta\theta}^{1/2} n_l^{1/2} \quad n_Q = n_{\Delta\theta}^{3/2} n_l^{5/2}$$

#### 4. 実験条件決定のための縮率計算

2章で示した精密な相似則と3章の近似相似則を用いて1/2縮小モデルにおける各物理量の縮率を算出する。近似相似則を用いる際には温度差の縮率 $n_{\Delta\theta}$ を設定する必要があるが、実物大、縮小モデル共に鍋面での温度は水の沸騰温度100℃が固定されるため、今回は $n_{\Delta\theta}=1$ と設定した。縮率を計算した結果をTable 1に示す。精密な相似則の縮率を用いて算出した値を実験で用いるのは非常に困難であることがわかり、次報の実験では近似相似則を用いることとする。

#### 5. 解析概要

##### 5.1 解析空間

既報<sup>5)</sup>の解析空間を完全に1/2に縮小した空間で解析を行った。室中央に600×600×250mmの排気フードを設けた5000×5000×5000mmの空間を想定し、対

称性を考慮して1/4領域とした。解析空間をFig.1に示す。排気は高さ1250mmに存在する排気フードの150×150mmの排気口と室の天井部分から行った。天井面は排気フードから漏出した成分が再帰して再捕集されないよう留意し、室への給気は4方向の壁の床面から高さ1000mmまでの位置から行い、給気量は天井面で排気される平均風速が0.00707m/sとなるよう決定した。乱流エネルギー及びエネルギー散逸率は既報<sup>5)</sup>で使用した値と3章で導いた縮率に基づいた。

壁面近傍メッシュも含めて、メッシュサイズは実物

Table 1 Scaling factor

	Approximate Similarity Law	Accurately Similarity Law
Length	0.5	0.5
Temperature difference	1	8
Velocity	0.707	2
Heat generation rate	0.177	4
Flow rate	0.177	4
k	0.5	4
$\varepsilon$	0.707	16

small scale model

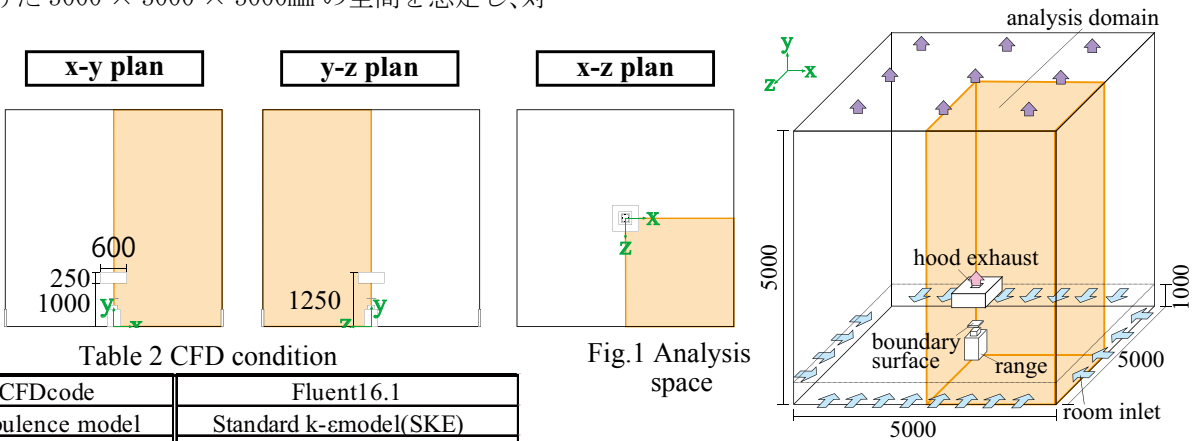


Fig.1 Analysis space

Table 2 CFD condition

CFDcode	Fluent16.1
Turbulence model	Standard k- $\varepsilon$ model(SKE)
Algorithm	Steady State (SIMPLE)
Discretization Scheme	QUICK
Analysis domain	5000×5000×10000mm(full) 2500×2500×5000mm(small)

Table 3 Analysis Condition

Exahust flow rate [m³/h]	KQ value	Face Velocity [m/s]
96	40KQ	0.08
174	72KQ	0.14
261	108KQ	0.21

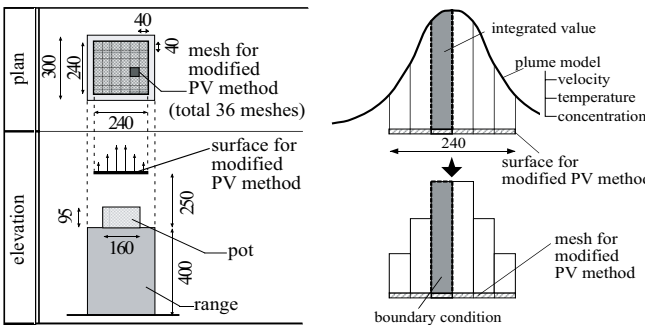


Fig. 2 Condition at prescribed plane

Table 4 Prescribed values

	distance [m]	velocity [m/s]	temperature [°C]	Combution Gass Mass Fraction [-]	Cooking Effluence Mass Fraction [-]	k [m²/s²]	$\varepsilon$ [m³/s³]
A	0.0285	0.719	88.66	0.0888	0.1388	1.17E-02	8.17E-03
B	0.063	0.526	66.41	0.0475	0.0434	6.20E-03	3.21E-03
C	0.085	0.385	51.37	0.025	0.0135	3.33E-03	1.25E-03
D	0.102	0.281	41.2	0.013	0.0041	1.78E-03	4.89E-05
E	0.117	0.205	34.33	0.0067	0.0013	9.50E-04	1.91E-04
F	0.142	0.11	26.55	0.0018	0.0001	2.71E-04	2.91E-05

mesh for modified PV method

大モデルの1/2とし、壁面境界条件は風速・温度とも標準壁関数を用いた。放射連成計算は行っていない。

## 5.2 解析条件

計算条件をTable 2、Table 3に示す。解析はフード排気量を96～261 m<sup>3</sup>/hの3条件について行う。排気量の各値は既報<sup>5)</sup>の値に縮率を乗じたものである。

## 5.3 機器条件

300×300×400mmのガスレンジに直径135mm高さ95mmの鍋1個を設置し、水沸騰時の熱上昇気流を対象とする。熱上昇流の再現に関しては、測定に基づいて作成した百瀬ら<sup>6)</sup>の上昇気流モデルを用いた。鍋上方155mmに風速等を規定するPV法を改良したモデルであり、鉛直成分風速、乱流統計量、温度、汚染物濃度を規定する。それぞれの値は既報の値に3章の縮率を乗じた値である。規定方法をFig. 2に、風速、温度、汚染物濃度分布、乱流エネルギー及び乱流エネルギー散逸率の規定値をTable 4に示す。

## 6. 結果と考察

### 6.1 温度・風速分布

Fig. 3に中心断面での風速分布、Fig. 4に温度分布を示す。各図の左側は既報の実物大モデルの解析結果であり、右側の1/2縮小モデルとの比較を行う。1/2縮小モデルの風速、温度は、縮率を用いて実物大での値に換算して表示している。

実物大と縮小モデルでの完全な一致は見られず、レンジ台やフード近傍の壁付近での差異が確認される。また、低排気量条件で熱上昇気流が最大風速を示す領域サイズが異なることも確認できる。しかしながら、1/2縮小モデルの適用が可能であるか否かを判断するレベルでは問題ない精度で一致していると言える。

不一致の原因に関する分析は未だ不十分で、今後の課題としたいが、基本的には壁面の扱いが原因と考えられる。本解析で用いた標準壁関数は、 $y^+$  ( $y^+$  とほぼ同値になる) = 11.225 以上で対数則を、それ未満では線形則を用いる。実物大モデルでの鍋・レンジ台及びフード内壁面周辺の  $y^+$  は 4～20 程度であるのに対して、1/2縮小モデルでは 3～10 程度の値を示す。粘性底層部が含まれ、かつ遷移域を中心としたメッシュサイズとなっていることにより差異が見られたと考えられる。温度に関しても同様の壁関数を用いており、分析が必要である。

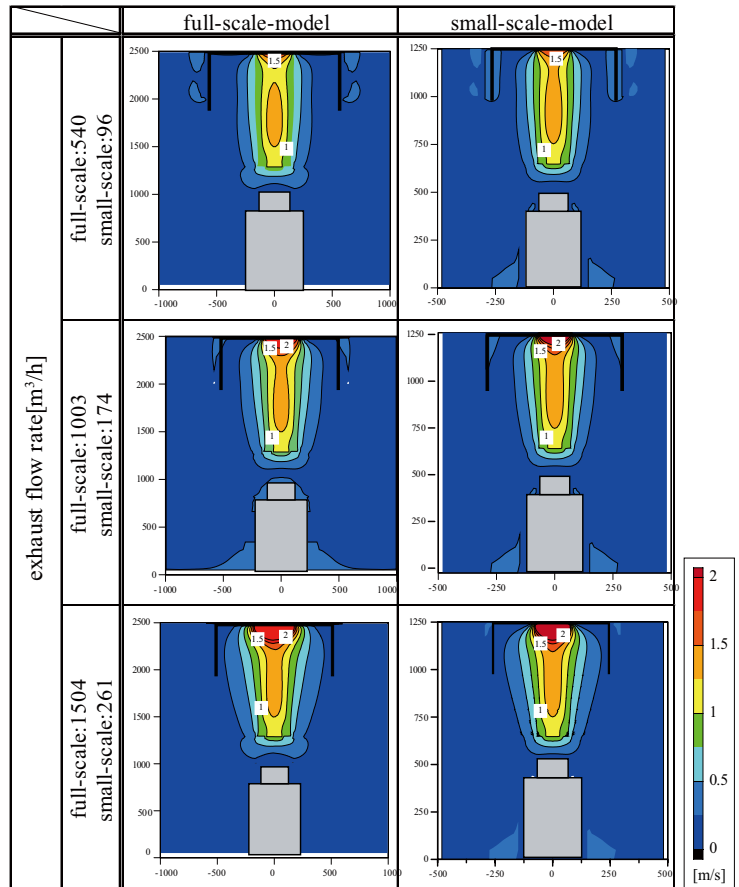


Fig. 3 Velocity distribution in central section

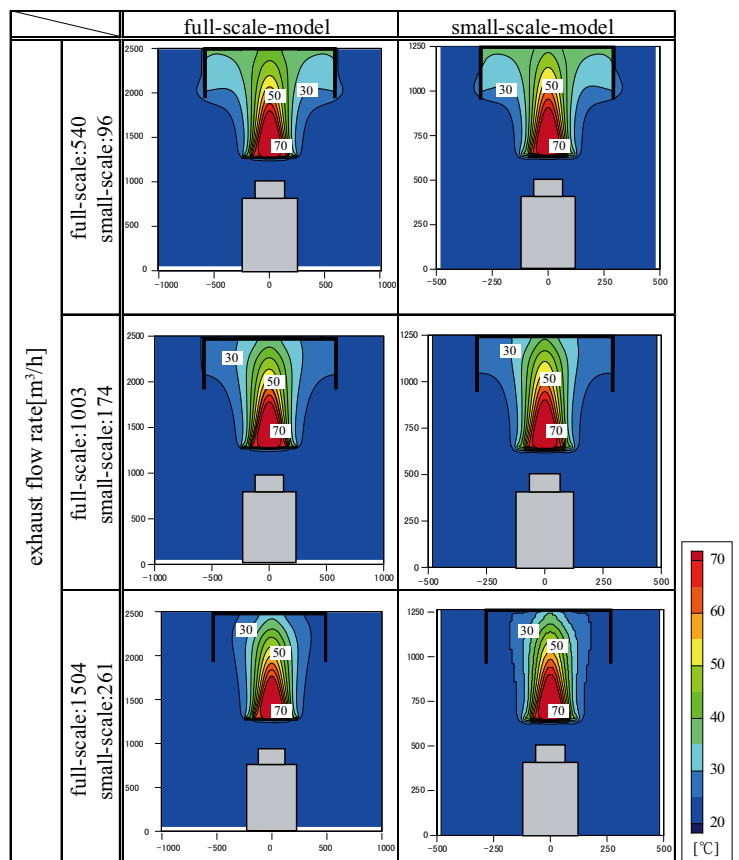


Fig. 4 Temperature distribution in central section

Table 5 capture efficiency[Combustion Gass]

full scale model

small scale model

exhaust flow rate [m <sup>3</sup> /h]	capture efficiency [Combustion Gas]	exhaust flow rate [m <sup>3</sup> /h]	capture efficiency [Combustion Gas]
540	71.2%	96	74.1%
1003	95.5%	174	99.6%
1504	101%	261	103%

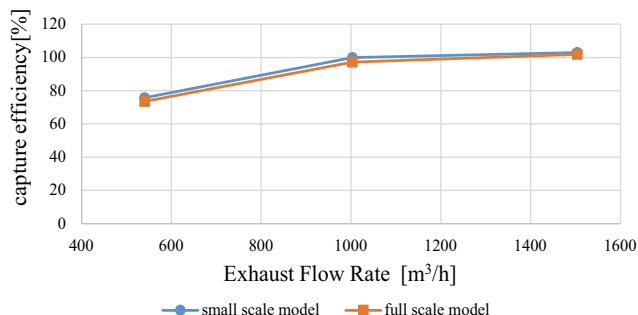


Fig. 5 Capture efficiency[Combustion Gas]

Table 6 capture efficiency[Cooking Effluence]

full scale model

small scale model

exhaust flow rate [m <sup>3</sup> /h]	capture efficiency [Cooking Effluence]	exhaust flow rate [m <sup>3</sup> /h]	capture efficiency [Cooking Effluence]
540	73.6%	96	75.7%
1003	97.2%	174	100%
1504	102%	261	103%

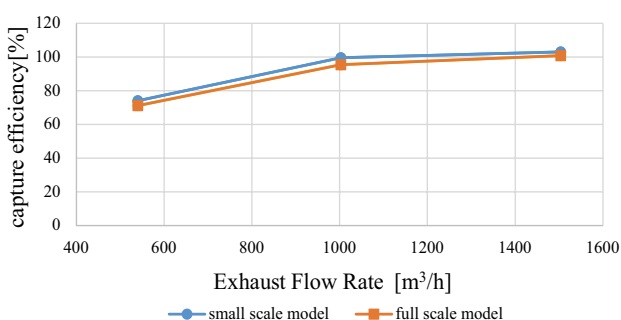


Fig. 6 Capture efficiency[Cooking Effluence]

## 6.2 フード捕集率

Table 5、Fig. 5 にガスレンジから発生する燃焼廃ガスの捕集率を、Table 6、Fig. 6 に鍋面から発生する調理生成物質を対象としたフード捕集率を示す。解析誤差が原因と考えられる 100%を超える捕集率となる条件もあるため、約 3% を解析誤差とするならば、実物大モデルと 1/2 縮小モデルの捕集率はほぼ同一と見なせる。

温度や濃度のスカラー量の解析は、乱流プラントル数と乱流シュミット数を用いており、前節同様の壁近傍での問題がある。しかしながら、本研究の最終評価値は捕集率であり、形成された大きな流れ場とスカラー場の結果として得られるフード捕集率への影響は小さいことが分かる。

### 記号表

Re	: レイノルズ数	$= ul / \nu$
Ret	: 乱流レイノルズ数	$= ul / \nu_t$
Ar	: アルキメデス数	$= g\beta\Delta\theta l / u^2$
$u$	: 風速 [m/s]	
$l$	: 長さ [m]	
$\beta$	: 体膨張係数 [1/K]	$Q$ : 発熱量 [W]
$\theta$	: 温度 [°C]	$\varepsilon$ : 放射率 [-]
$\alpha$	: 熱伝達率 [W/m <sup>2</sup> K]	$\kappa$ : 放射の線形化係数 [-]
$r$	: 熱抵抗 [m <sup>2</sup> /W]	$n$ : 縮率 (模型 / 実物)
$K$	: 熱貫流率 [W/m <sup>2</sup> K]	で、添字はそれぞれ
$\nu$	: 分子動粘性係数 [m <sup>2</sup> /s]	の物理量を表す
$\nu_t$	: 渦動粘性係数 [m <sup>2</sup> /s]	

### 謝辞

本研究の一部は、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。

## 7. 終わりに

本報では、次報での縮小模型実験のために、相似則に基づいて縮率計算を行った。また、近似相似則に基づく値を用いた CFD 解析を行い、実物大モデルと比較することで 1/2 縮小モデルでの実験に近似相似則を適用することの問題がないことを確認した。実験では捕集率測定、濃度分布の把握、風速測定等を行う予定である。相似則の問題自体に関しては、壁近傍の諸量の詳細分析を進める予定である。

### 参考文献

- 1) 山中：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. 6
- 2) 藤村、山中、甲谷、桃井、相良、増井：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 6）フードサイズが捕集率および濃度・風速分布に及ぼす影響、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp. 65-68、2015. 9
- 3) 藤村、甲谷、山中、桃井、相良、竹谷：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 8）熱上昇気流の捕捉・保持性状に関する検討、空気調和・衛生工学近畿支部学術論文発表会論文集、2016. 3 掲載予定
- 4) 劉、山中、甲谷、東本：置換換気室内の温度・汚染物濃度分布予測における模型実験法（その 1）置換換気室の縮小模型実験を目的とする相似則の整理、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp. 727-728、2001. 9
- 5) 増井、山中、甲谷、桃井、相良：業務用厨房における局所排気フードの捕集メカニズムに関する研究（その 2）CFD を用いたフード捕集性能に関する検討、空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集、pp. 157-160、2014. 9
- 6) 百瀬、山中、甲谷：業務用レンジから発生する上昇気流の性状把握およびモデル化、日本建築学会環境系論文集、pp. 49-56、2003. 5



# 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8) 熱上昇気流の捕捉・保持性状に関する検討

### Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen

#### (Part8) Capture and Containment Characteristics of Thermal Plume

○藤村 倫子（大阪大学） 甲谷 寿史（大阪大学）

山中 俊夫（大阪大学） 桃井 良尚（大阪大学）

相良 和伸（大阪大学） 竹谷 俊成（大阪大学）

Noriko FUJIMURA<sup>\*1</sup> Hisashi KOTANI<sup>\*1</sup> Toshio YAMANAKA<sup>\*1</sup>

Yoshihisa MOMOI<sup>\*1</sup> Kazunobu SAGARA<sup>\*1</sup> Toshinari TAKETANI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Osaka University

A large ventilation rate is needed and resultant energy consumption becomes large in a commercial kitchen because a large amount of effluence of heat and cooking substances need to be removed. To make a kitchen comfort and reduce the energy for air conditioning, it is important to remove them efficiently with minimum exhaust flow rate. In this paper, the capture and containment efficiency of combustion gas was measured in different positions of the cooking pot and different exhaust flow rate. From those results, the airflow field inside and outside of the hood, and the influence of the capture and containment efficiency on C&C efficiency were clarified.

#### はじめに

業務用厨房では大量の熱と水蒸気が発生するため、適切な換気量設計が必要である。山中<sup>1)</sup>はフード捕集現象を、捕捉と保持に分けて扱うことを提案した。フード捕集のメカニズムを明らかにするにあたり、捕集率を捕捉効率と保持効率に基づいて考えることは重要であると言える。本報では前報<sup>2)</sup>によって得られた近似相似則による物理量を用いて、既報<sup>3)</sup>の実験における業務用厨房（以下、実物大）の1/2縮小模型を作成し、その模型を用いて実験を行った。具体的には、ガスコンロ使用時の排気

フードの捕集現象を対象とし、フードに対するガスコンロの位置及び排気量の大小がフード捕集率に及ぼす影響を検討した結果を報告する。

#### 1. 実験概要

##### 1.1 実験室及び実験機器

実験空間の立面図及び平面図を Fig. 1、Fig. 2 に示す。なおフードはアクリル製のものとした。実験に用いる調理機器は本多ら<sup>4)</sup>と同じコンロを対象とし、縮率計算よりインプットは2.6 [kW]に調整した。鍋は既報<sup>3)</sup>の1/2

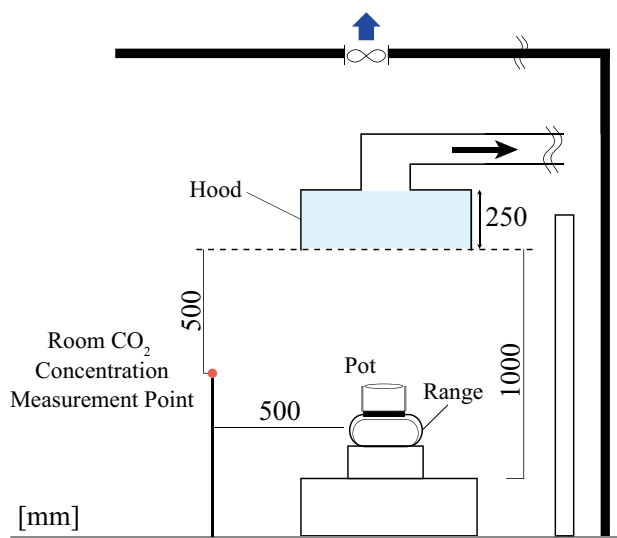


Fig. 1 Elevation

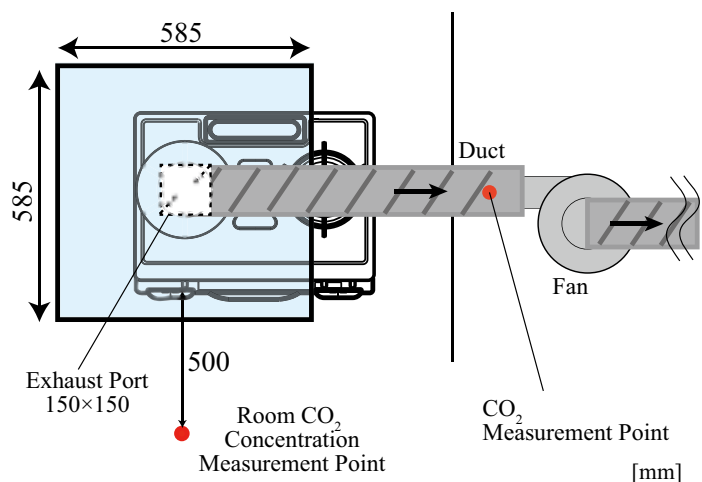


Fig. 2 Plan

サイズのものを使用した。鍋の詳細を Table 1、使用機器の一覧を Table 2、レンジの詳細を Table 3 に示す。

## 1.2 測定方法

フード捕集率は、燃焼廃ガス中の  $\text{CO}_2$  を対象とした。排気  $\text{CO}_2$  濃度は排気ダクト内にて定常確認後約 5 分間測定し、その平均値を捕集率算出に用いた。その間、鍋の水は連続沸騰状態とした。捕集率測定の概要を Fig. 3 に示し、捕集率算出式を以下に示す。

$$\eta_{\text{gas}} = \frac{V(C_{e(\text{CO}_2)} - C_{r(\text{CO}_2)})}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{V(C_{e(\text{CO}_2)} - C_{r(\text{CO}_2)})}{V_p(C_{E_p(\text{CO}_2)} - C_{R_p(\text{CO}_2)})}$$

$\eta_{\text{gas}}$	: 燃焼廃ガス捕集率	[-]
$V$	: フード排気量 (通常捕集)	[ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$V_p$	: フード排気量 (完全捕集)	[ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$M_{\text{CO}_2}$	: $\text{CO}_2$ 発生量	[ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$C_{e(\text{CO}_2)}$	: ダクト内 $\text{CO}_2$ 濃度 (通常捕集)	[ppm]
$C_{E_p(\text{CO}_2)}$	: ダクト内 $\text{CO}_2$ 濃度 (完全捕集)	[ppm]
$C_{r(\text{CO}_2)}$	: 室内 $\text{CO}_2$ 濃度 (通常捕集)	[ppm]
$C_{R_p(\text{CO}_2)}$	: 室内 $\text{CO}_2$ 濃度 (完全捕集)	[ppm]

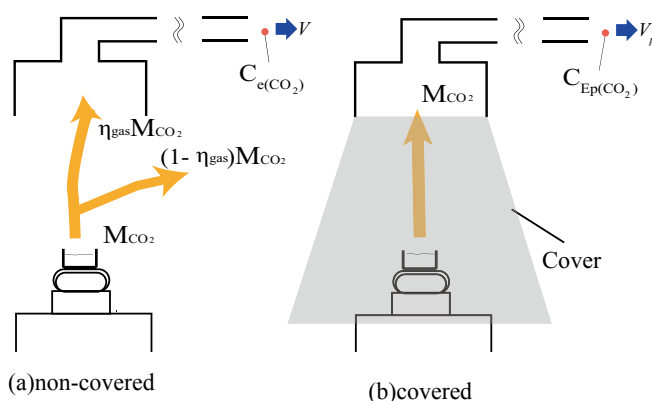


Fig. 3 Outline of Capture Efficiency

## 1.3 実験条件

実験条件は、フードに対する鍋の位置、排気量についての影響を検討できるように設定した。捕集率測定は全ての条件において 3 回ずつ行った。

### 1.3.1 フード排気量条件

実験条件の一覧を Table 4 に示す。排気量は実物大におけるガス機器使用時の必要換気量である 40KQ (KQ: 理論廃ガス量 [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]、設計で多く使用される面風速 0.3 m/s を含む条件を縮率で求めたものである。

### 1.3.2 鍋の位置条件

鍋の位置の概要を Fig. 4 に示す。排気口の中心と鍋の中心が一致する場合を +0 mm とした時、鍋の位置は +0 mm、+147 mm、+295 mm (フード端真下)、+442 mm の 4 条件とし、それぞれ条件 (i) ~ (iv) とする。

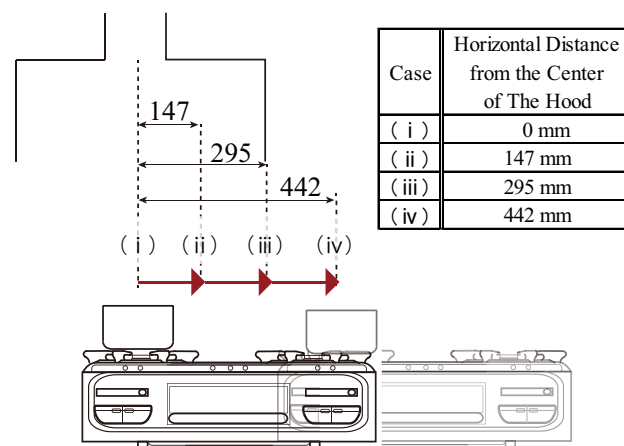


Fig. 4 Location of Pot

Table 1 Specification of Pot

Details of Pot	Outside Diameter	Inside Diameter	Outside Height	Inside Height	Capacity	Thickness	Material
AZT0718	200[mm]	180[mm]	166[mm]	164[mm]	2.2[L]	1[mm]	SUS304L

Table 2 Specification of Equipment and Measuring Interval

Measurement Item	Measuring Equipment	Manufacturer	Measurement Interval
In-duct $\text{CO}_2$ Concentration	Gas Analyzer VIA-510 Sampling Unit ES-510	Horiba	2[s]
Room $\text{CO}_2$ Concentration	Photoacoustic Gas Monitor Type 1412i	INNOVA	40[s]
Indoor Temperature	$\phi 0.32\text{mm}$ T-CC Type Thermocouple	—	1[s]
In-duct Temperature	$\phi 0.32\text{mm}$ T-CC Type Thermocouple	—	1[s]
$\text{CO}_2$ Flow Rate Measurement	Mass Flow Controller FC 770AC	Advanced Energy Corp.	—

Table 3 Specification of Gas Range

Heat Source	Gas Range for Home Kitchen
Input	4.2[kW] (fixed to 2.6[kW])
Range Size	596(Width)×474(Depth)×204(Height)
Range Name	RTS-M63VT(For City Gas)
Range Manufacturer	Rinnai Corp.

Table 4 Experimental Conditions

	Exhaust Flow Rate	KQ Value	Face Velocity		Exhaust Flow Rate	KQ Value	Face Velocity
Real Scale	540 $\text{m}^3/\text{h}$	40 KQ	0.11 m/s	1/2 Scale Model	96 $\text{m}^3/\text{h}$	40 KQ	0.08 m/s
	861 $\text{m}^3/\text{h}$	64 KQ	0.17 m/s		148 $\text{m}^3/\text{h}$	61 KQ	0.12 m/s
	1003 $\text{m}^3/\text{h}$	74 KQ	0.2 m/s		174 $\text{m}^3/\text{h}$	72 KQ	0.14 m/s
	1183 $\text{m}^3/\text{h}$	88 KQ	0.24 m/s		209 $\text{m}^3/\text{h}$	86 KQ	0.17 m/s
	1504 $\text{m}^3/\text{h}$	111 KQ	0.3 m/s		261 $\text{m}^3/\text{h}$	108 KQ	0.21 m/s

## 2. 結果と考察

既報<sup>3)</sup>の実物大実験において鍋がフードの排気口真下に位置する場合の捕集率と、今回測定した縮小模型の位置 (i) の捕集率測定結果を比較した結果を Table 5、Fig. 5 に示す。また、縮小模型における鍋の位置の違いによる捕集率測定結果の比較を Table 6、Fig. 6 に示す。

捕集率測定の結果から、鍋の位置 (i) (排気口真下) 及び (iii) (フード端真下) において定性的に考えられる捕捉・保持の概念図を Fig. 7 に示す。これは今回の実験で得られた捕集率の結果から、排気量が 96 m<sup>3</sup>/h の場合における捕捉・保持効率の大きさを矢印と数値 (%) で示したものである。まず、位置 (i) において捕捉効率は 100 % であると仮定する。次に捕集率が捕捉効率と保持効率の掛け算であるならば、捕集率が 62 % であることを考慮して、保持効率が 62 % であると推察される。また位置 (iii) について、捕捉効率は 50 % であると仮定する。捕集率が 47 % であることから保持効率は 94 % であることが推察できる。

### 2.1 実物大と縮小模型の比較

Fig. 5 の通り、実物大と縮小模型の捕集率の結果は全

Table 5 Comparison of C&C Efficiency between Comparing Real Size and Model

Real Scale		1/2 Scale Model	
Exhaust Flow Rate [m <sup>3</sup> /h]	C&C Efficiency [%]	Exhaust Flow Rate [m <sup>3</sup> /h]	C&C Efficiency [%]
540	68.2	96	61.5
861	92.3	148	88.1
1003	96.6	174	92.9
1183	98.2	209	97.8
1504	99.1	261	96.6

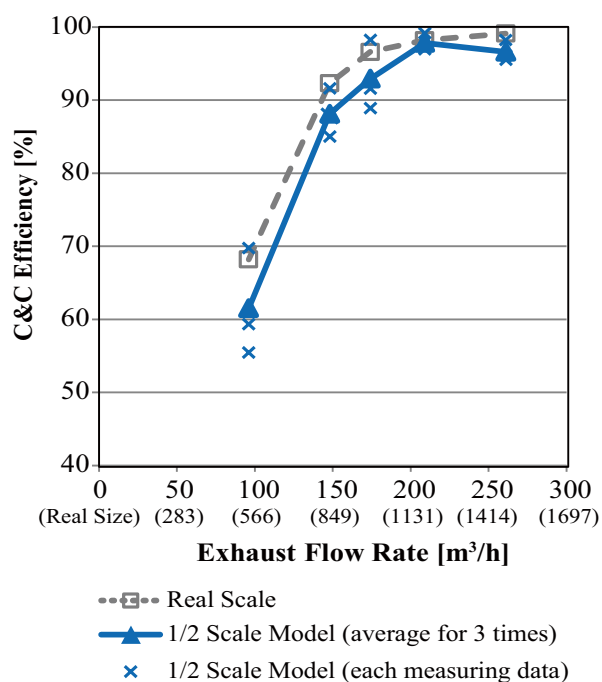


Fig. 5 Comparison of C&C Efficiency between Comparing Real Size and Model

体の傾向として概ね一致しており、縮小模型は実物大の捕集現象を十分に再現していると考えられる。

### 2.2 フード排気量の影響

Fig. 6 の通り、捕集率の結果に多少ばらつきが見られるものの、全体的に排気量が小さくなると捕集率は低下する。同じ鍋の位置条件において、排気量が小さくなると汚染物がフード内に誘引されにくくなるとともに、フード面風速の低下に伴い一度捕集された燃焼廃ガスが溢流しやすくなると考えられるため、捕捉及び保持効率の低下が見られ捕集率低下の影響を受けたと考えられる。

### 2.3 鍋の位置の影響

Fig. 6 の通り、どの排気量の条件においてもガスコンロがフードから遠ざかるとともに捕集率は低下した。しかし、位置 (i) 及び (ii) については捕集率結果にほとんど差は見られなかった。鍋の位置より、捕捉効率は (i) の方が高いと考えられる。しかし、(ii) においては鍋上からフード端までの距離が (i) よりも大きいいため、フード端での下向き風速は (ii) の方が (i) よりも小さくなると予想される。そのため、排気口に吸い込まれなかった汚染物は (ii) の方がフードに沿ってフー

Table 6 Comparison of C&C Efficiency (Location of Pot)

Exhaust Flow Rate [m <sup>3</sup> /h]	C&C Efficiency [%]			
	i	ii	iii	iv
96	61.5	60.9	47.4	2.4
148	88.1	82.1	61.0	5.6
174	92.9	88.3	60.0	5.7
209	97.8	93.2	63.1	5.3
261	96.6	94.1	70.9	3.0

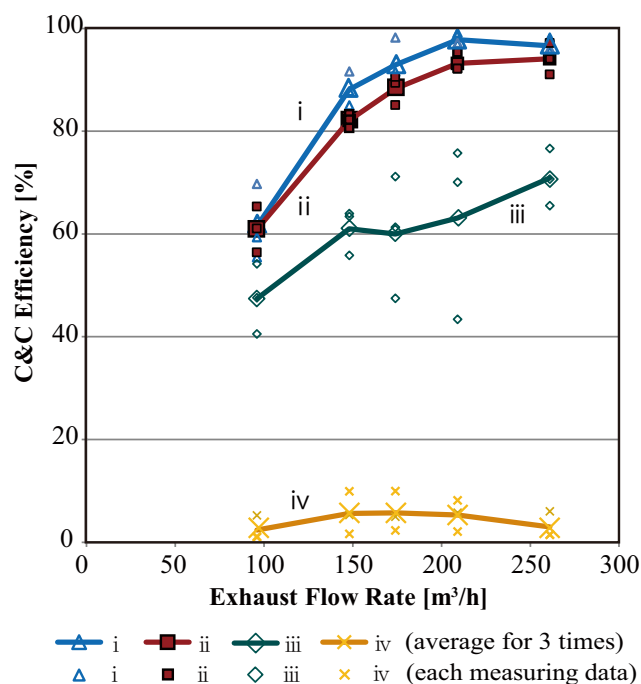


Fig. 6 Comparison of C&C Efficiency (Location of Pot)

ド外に溢流しにくいと考えられ、保持効率が大きくなり、位置（i）及び（ii）の捕集率の差が小さい結果になったと考えられる。また、位置（i）については排気量の大小による鍋からの上昇気流の捕捉効率の変化が他の位置条件に比べて小さいと考えられ、排気量の大きさの違いによる捕集率の変化は保持効率の変化を示唆しているともいえる。

また位置（iii）について、排気量 174 m<sup>3</sup>/h の場合の方が排気量 148 m<sup>3</sup>/h の場合より捕集率が少し小さい。その理由として、鍋がフード端真下にある場合、鍋の位置が少しでもずれると設置状況による室内気流や五徳、点火部による火炎の不均衡の影響を受け、それらが汚染物の捕捉効率に大きく影響し、測定した計 3 回のデータに大きなばらつきが見られたことが原因であると考えられる。また、位置（iii）においてはフードからの排気が無く、フード周りに擾乱が存在しない場合、鍋からの上昇気流のうち 50 % が捕捉されるといえる。排気量の条件が最小である 96 m<sup>3</sup>/h の場合を除いた他の全ての条件で捕集率は 60 % 以上となっており、排気量の増加に伴う捕捉効率の増加が窺える。

位置（iv）について、排気量 174 m<sup>3</sup>/h、209 m<sup>3</sup>/h 及び 261 m<sup>3</sup>/h の捕集率結果を見ると、排気量が大きくなるにつれ、捕集率の低下が見受けられた。位置（iv）においては鍋がフード下に存在しておらず、上昇気流による汚染物がどの排気量の条件においてもほとんどフードに捕捉されることはなく、そのうち捕捉された微量の汚染物が排気口から吸い込まれた割合が捕集率の結果に表れていると考えられる。しかし、その捕集率結果はどの排気量条件においても約 10 % 以下と小さいものであるため、捕捉・保持の現象を考えるにあたり不十分な位置条件であったことが考えられる。

## おわりに

本報では、フード排気量及びフードに対する鍋の位置と捕集性能の関係を捕集率測定により把握した。実物大及び縮小模型の捕集率が概ね一致したため、今後は縮小模型を用いて濃度測定を行い、捕捉と保持がフード捕集率にどのような影響を及ぼすのかより詳しく見ていくとともに、捕捉と保持を分離する手法について検討する予定である。

## 【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス（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) 竹谷俊成、甲谷寿史、山中俊夫、桃井良尚、相良和伸、藤村倫子、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 7）CFD を用いた縮小模型実験に関する検討、空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集、2016. 03 掲載予定
- 3) 藤村倫子、山中俊夫、甲谷寿史、桃井良尚、相良和伸、増井一徳、業務用厨房における局所排気フードの捕集メカニズムに関する研究（その 3）フードサイズが燃焼廃ガス及び調理生成物質の捕集性能に及ぼす影響、空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集、pp. 316-319、2015. 03
- 4) 本多順子、甲谷寿史、山中俊夫、相良和伸、桃井良尚、住宅用ガスコンロにおける鍋上方の熱上昇気流性状に関する研究（その 5）径の異なる鍋におけるセンターフードの捕集率予測、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp. 3077-3080、2012. 09

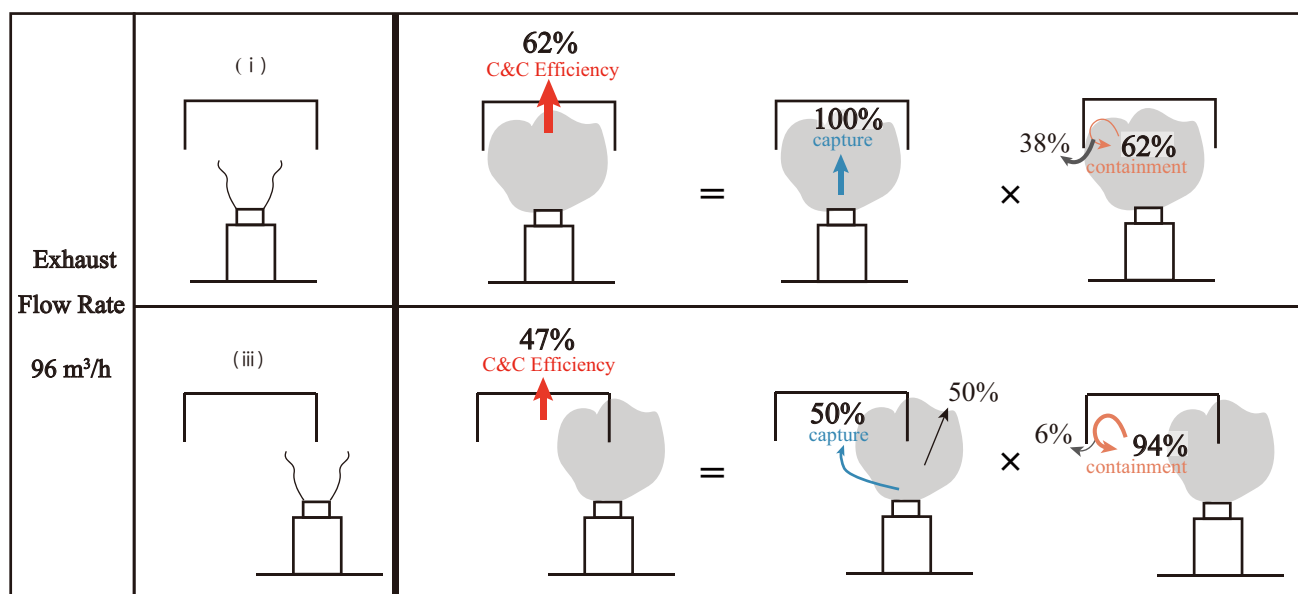


Fig. 7 Schematic Diagram of the Influence of Capture and Containment on C&C Efficiency