

# 放射モデルを組み込んだ CFD モデルによる放射冷房使用時と対流空調使用時の室内温熱快適性の評価

## Evaluation of Indoor Thermal Comfort under Radiant Cooling Conditions Using Radiation-coupled CFD

○福知 奨一朗 (大阪大学)      松尾 智仁 (大阪大学)  
嶋寺 光 (大阪大学)      近藤 明 (大阪大学)

Shoichiro FUKUCHI\*1 Tomohito MATSUO\*1 Hikari SHIMADERA\*1 Akira KONDO\*1

\*1 Osaka University

This research conducted numerical simulations for comparatively evaluating indoor thermal comfort under conditions using a radiant cooling system and that using a conventional convective cooling system. Both cooling systems were adjusted to achieve the same operative temperature. The results showed that the radiant cooling system produced relatively uniform air and wall surface temperature distributions, while the convective cooling system produced air temperature stratification. In addition, because of the difference in air temperature distributions, the radiant cooling condition showed less spatial variation in PMV than the convective cooling condition. These results indicate that a radiant cooling system provides uniform thermal comfort.

### はじめに

従来の対流空調システムは熱輸送を対流熱伝達によって行い、室内の気温や風速を制御する。一方で、放射空調システムは熱輸送を放射熱伝達によって行い、室内の気温や放射温度を制御する。空調方式によって制御される要素が異なり、温熱快適性に差が生じると考えられる。これまでの研究では温熱快適性を主に気温や気流に注目しているものが多く、快適性指標を用いて放射空調システムと対流空調システムを比較したものは少ない。

そこで本研究では CFD シミュレーションによって、放射空調システムと対流空調システムを比較し、空調方式による違いが温熱快適性に及ぼす影響を測定実験による直接の評価が難しい要素まで含めて詳細に評価する。

### 1. 計算手法

#### 1.1 CFD モデル

本研究では、OpenFOAM-4.0 を利用し CFD シミュレーションを行った。非圧縮性定常流れを仮定し、ブシネスク近似を用いて浮力を表現した。

#### 1.2 固体壁面の境界条件

本研究では、室内側壁面表面温度は壁体内の熱伝導、壁面での放射・対流熱輸送の熱収支によって決定される変数として扱われる。そのため、壁面境界条件は室内側壁面ではなく、室外側の壁面に設定される (Fig.1)。定常条件を仮定しているため、壁体内の熱伝導を解くために必要

な物性値は壁体の熱伝導率と壁体の厚さである。壁体内の熱輸送は一次元熱伝導方程式として扱われ、熱伝導による熱流束が算出される。得られた熱流束と室内側壁面での放射・対流熱流束を考慮して熱収支を解き、室内側壁面の表面温度が算出される。

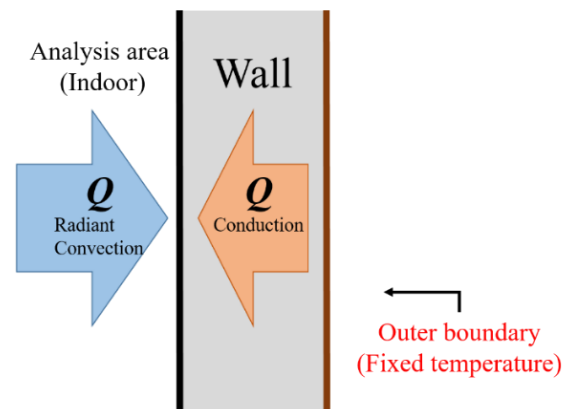


Fig.1 Boundary condition of walls

#### 1.2 放射モデル

OpenFOAM-4.0 には形態係数を用いた放射モデルが搭載されているが、このモデルでは、固体の吸収率や反射率を考慮できない。そこで本研究では、面の幾何学的位置関係、放射率、吸収率、反射率、面での多重反射を考慮することのできる吸収係数放射モデルを導入した。

形態係数放射モデルは、形態係数と放射率・反射率を元

に放射による熱輸送量を求める手法である。形態係数は式(1)によって定義され、ある面  $j$  から出射される全放射流速のうち、別の面  $i$  に到達する放射熱流速の割合を表す。また、面からの放射熱流速は式(2)で与えられる。吸収係数放射モデルでは、形態係数を用いて吸収係数を算出しており、放射、吸収、反射、を考慮に入れて計算することができる。放射率が既知であり、かつ波長による変動がないと仮定し、式(3)、(4)に示す関係式から吸収率、反射率を算出した。式(5)は面  $i$  から出射される放射熱流速を表している。面  $i$  に入射する放射熱流速は吸収係数を用いて式(6)で表される。式(7)は吸収係数の定義式である。各式での記号の定義を **Table 1**、に示す。

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \theta_j \cos \theta_i}{\pi r^2} dA_i dA_j \quad (1)$$

$$Q_{ji} = \frac{A_j}{A_i} \varepsilon_i \varepsilon_j \sigma F_{ji} t_j^4 \quad (2)$$

$$\varepsilon = \alpha \quad (3)$$

$$\alpha + \rho = 1 \quad (4)$$

$$Q_{Ei} = \varepsilon_i \sigma t_i^4 \quad (5)$$

$$Q_{Ii} = \sum_j \frac{A_j}{A_i} D_{ij} Q_{Ej} \quad (6)$$

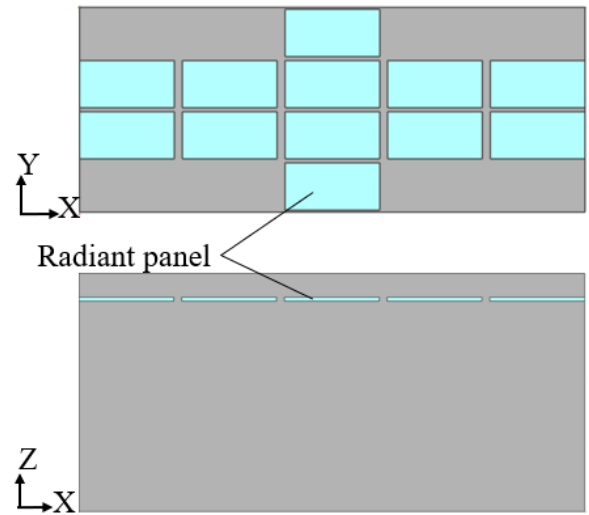
$$D_{ij} = \alpha_j F_{ij} + \sum_{k=1}^N D_{kj} \rho_k F_{ik} \quad (7)$$

**Table 1** Definition of the characters in equation (1)~(7)

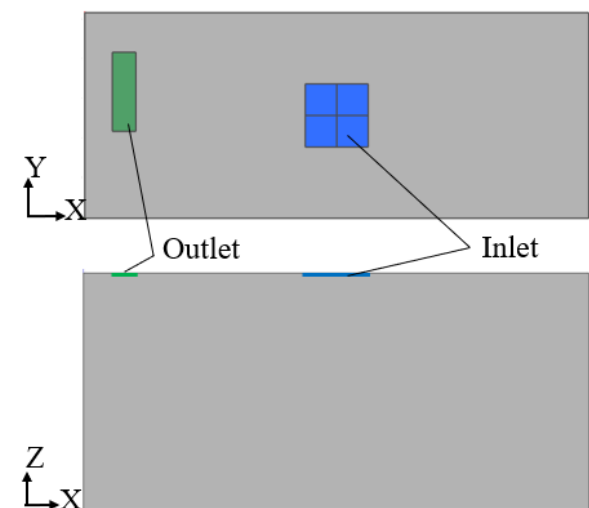
Character	Definition	Unit
$F_{ji}$	View factor	[-]
$A_i$	Area of surface $i$	[m <sup>2</sup> ]
$\theta_j, \theta_i$	Angles formed by the line connecting the surface $i$ and $j$ and normal lines of surface $i$ and $j$	[°]
$r$	Distance between surface $i$ and $j$	[m]
$\sigma$	Stefan-Boltzmann constant	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\varepsilon_i$	Emissivity of surface $i$	[-]
$t_i$	Surface temperature of surface $i$	[K]
$\alpha_i$	Absorptivity of surface $i$	[-]
$\rho_k$	Reflectivity of surface $i$	[-]
$N$	Total number of surfaces	[-]
$Q_{Ei}$	Radiative heat flux emitted from surface $i$	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{Ii}$	Incident radiative heat flux to surface $i$	[W/m <sup>2</sup> ]
$D_{ij}$	Absorption factor matrix	[-]

### 1.3 計算条件

本研究では、Liao et al.<sup>1)</sup>による測定実験を参考に **Fig.2**, **Fig.3** に示す形状モデルを作成した。放射空調を稼働させたケースが **radiant** ケース、対流空調を稼働させたケースが **convective** ケースである。どちらの形状モデルも部屋の大きさは 6.4 m × 2.6 m × 3.0 m であり、壁に窓はなく、室内には居住者や照明などの熱源は存在しない。**radiant** ケースについては、床から高さ 2.5 m の位置に 12 枚の放射パネルが測定実験と同じ配置で取り付けられている。また、1 枚のパネルの大きさは 0.6 m × 1.2 m で、厚さは 0.01 m である。**convective** ケースについては、天井に 0.8 m × 0.8 m の大きさの吹き出し口と 0.3 m × 1.0 m の大きさの吸い込み口が取り付けられている。格子数は約 40 万である。



**Fig.3** Geometric model (radiant case)



**Fig.4** Geometric model (convective case)

**Fig.2**, **Fig.3** に示した形状モデルについて境界条件を設定し計算を行った。Liao-et-al の論文<sup>1)</sup>中で、壁、床、放射

パネルの放射率、放射パネルの表面温度については明記されているため、その値を使用し、それ以外の値は計算結果が測定結果と近くなるように設定した。radiant ケースについては室内の平均気温の計算結果が23°Cから25°Cの範囲になるように外壁面温度と熱伝導率を設定した。また、測定実験では両ケースで作用温度が等しくなるように空調を稼働させている。なお、作用温度の算出において、対流熱伝達係数と放射熱伝達係数は等しいものと仮定した。すなわち、作用温度は気温と MRT の平均値とした。本研究では、radiant ケースの結果から作用温度を算出し、作用温度がその値と等しくなるように convective ケースの吹き出し空気温度と吹き出し風速を設定した。また、吹き出し口について、吹き出し口を四分割し、それぞれの面に境界条件を設定することで、吹き出し口から外側四方向へ斜め下方向に空気が吹き出すようにした (Fig.4)。また、吸い込み口の吸い込み方向は鉛直上向きである。設定した境界条件を Table 2 に示す。

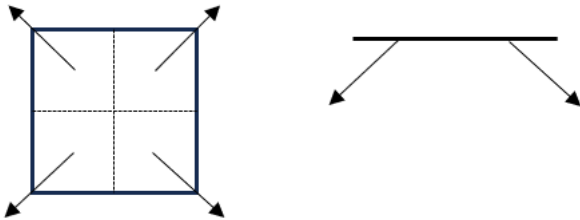


Fig.4 Inlet air direction

Table 2 Boundary conditions

Boundary	Value
Outer wall surface temperature [°C]	38
Radiant panel surface temperature [°C]	19
Inlet air temperature [°C]	17
Inlet air speed [m/s]	0.3 (X-component)
	0.3 (Y-component)
	0.3 (Z-component)
Outlet air speed [m/s]	0 (X-component)
	0 (Y-component)
	0.64 (Z-component)

#### 1.4 快適性指標

本研究では、熱的快適性の指標として PMV (予想平均温冷感申告) を用いた。これは、暑い～寒いまでの人の温冷感を+3 から-3 の数値で表すもので、PMV の絶対値が 0.5 以内であれば、不満足・不快を感じる人の割合は 10% となる<sup>2)</sup>。PMV を算出する際は、気温、風速、放射温度は CFD シミュレーション計算値を用い、相対湿度、着衣量、代謝量はそれぞれ 50%, 0.6clo, 1.2met と定数で与えた。

## 2. 結果と考察

両ケースにおける高さ 2.5 m 以下の空間の平均気温、MRT、作用温度を Table 3 に示す。同程度の作用温度となるように各空調を稼働させた際、radiant ケースでは、気温と MRT の差は 0.5°C となったが、convective ケースでは、気温と MRT に約 6.5°C の差が生じた。

部屋の中央 (Y=1.3 m) 断面における気温の分布を Fig.5 に示す。radiant ケースでは、部屋の中心部のパネル直下のエリアで周囲より気温が低くなったが、それ以外のエリアでは気温は均一であった。一方、convective ケースでは、温度成層が生じていた。

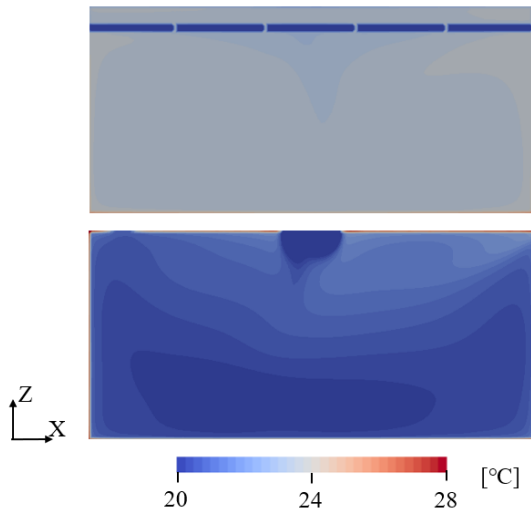
部屋の中央 (Y=1.3 m) 断面における MRT の分布を Fig.6 に示す。MRT 分布について、radiant ケースでは、放射パネルに近いほど MRT が低くなった。一方、convective ケースは吹き出し口と吸い込み口付近、吹き出し口の直下は周囲より MRT が低くなった。

部屋の中央 (Y=1.3 m) 断面における風速の分布を Fig.7 に示す。風速分布について、radiant ケースでは全体的に convective ケースよりも風速は小さかった。一方、convective ケースは、吹き出し口、吸い込み口、床付近、壁付近で風速が大きくなっていった。

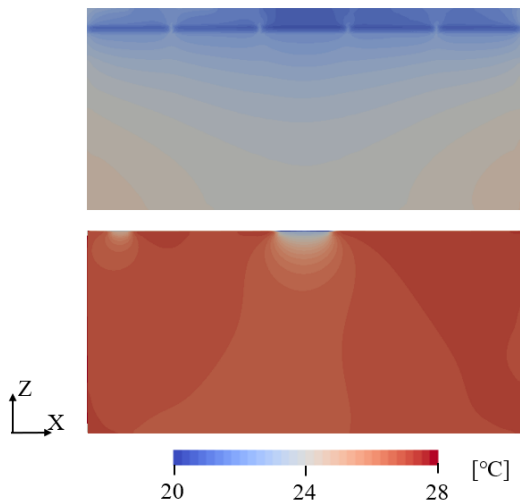
部屋の中央 (Y=1.3 m) 断面における PMV の分布を Fig.8 に示す。PMV 分布について、radiant ケースでは部屋の中心部のパネル直下のエリアで周囲より値が小さくなっていった。それ以外のエリアでは PMV の値は均一であった。一方、convective ケースでは吹き出し口・吸い込み口の周辺、床付近で PMV の値が局所的に小さくなっていった。どちらのケースの PMV 分布も温度分布と傾向が似ており、気温が低いエリアでは PMV の値も小さくなっていった。また、convective ケースの壁付近は PMV の値が小さく、風速が PMV に影響を及ぼしている。両ケースの PMV の値のばらつきに注目すると、radiant ケースよりも convective ケースのほうがばらつきが大きい。このことから、放射空調は室内の温熱快適性をより均一に保つことができるといことがわかった。

Table 3 Average air temperature, MRT and operative temperature

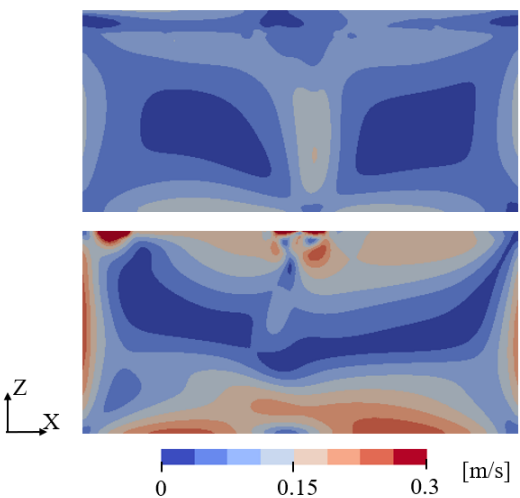
	Average air temperature [°C]	MRT [°C]	Operative temperature [°C]
Radiant case	23.5	24.0	23.7
Convective case	20.5	27.0	23.7



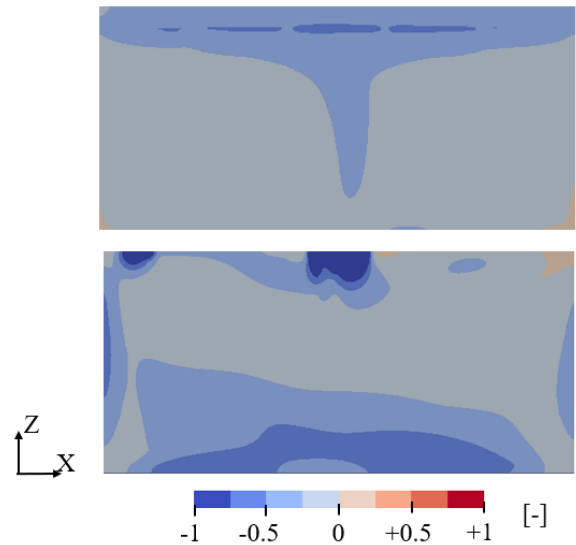
**Fig.5** Air temperature distribution  
(Upper: radiant case, Lower: convective case)



**Fig.6** MRT distribution  
(Upper: radiant case, Lower: convective case)



**Fig.7** Wind speed distribution  
(Upper: radiant case, Lower: convective case)



**Fig.8** PMV distribution  
(Upper: radiant case, Lower: convective case)

### 3. 結論

本研究では、放射空調使用時と対流空調使用時のシミュレーションを行い、作用温度が等しいという条件下で空調方式の違いが温熱環境に与える影響を評価した。以下にその結果を示す。

- 放射空調使用時は気温と MRT の差は小さくなるが、対流空調使用時は気温が低く、MRT が高くなった。
- 放射空調使用時は気温分布はおおむね均一であったが、対流空調使用時は温度成層が生じた。
- 放射空調使用時は放射パネルに近づくほど MRT が低くなり、対流空調使用時は主に吹き出し口の直下で MRT が低くなった。
- 風速は放射空調使用時よりも対流空調使用時のほうが大きく、特に床と壁付近で大きくなっていた。
- PMV 分布について、放射空調使用時は対流空調使用時よりも均一な温熱環境を実現できる。

### 参考文献

- 1) Wei Liao, Jinqing Peng, Yimo Luo, Yingdong He, Nianping Li, Yongga A: Comparative study on energy consumption and indoor thermal environment between convective air conditioning terminals and radiant ceiling terminals, Building and Environment, 2019, 108661, 2022
- 2) ANSI/ASHRAE Standard 55-2023