

# 換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響の CFD による評価

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

○佐々木 圭吾 (大阪大学)

松尾 智仁 (大阪大学)

嶋寺 光 (大阪大学)

近藤 明 (大阪大学)

Keigo SASAKI\*<sup>1</sup> Tomohito MATSUO\*<sup>1</sup> Hikari SHIMADERA\*<sup>1</sup> Akira KONDO\*<sup>1</sup>

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

[1 行空白行を挿入する]

Indoor ventilation needs to be enhanced because the standard for indoor CO<sub>2</sub> concentration was not attained in 24.4% of designated buildings according to Ministry of Health, Labour and Welfare. This study conducted CFD simulations to evaluate the effect of ventilation volume on ITE (indoor thermal environment) and IAQ (indoor air quality) in summer and winter. It was found that increasing ventilation volume made ITE worse and IAQ better in both seasons. In addition, by operating air conditioners to offset increased heat load because of the enhanced ventilation, ITE was effectively improved in summer, but not in winter.

### 1. はじめに

厚生労働省によると、室内 CO<sub>2</sub> 含有率に係る建築物衛生管理基準に違反している特定建築物の割合は、令和 2 年時点で 24.4%と報告されており<sup>1)</sup>、換気強化の必要性が示されている。一般に、室内の換気を強化したとき、外気の流入量が増加し室内空気質は改善されるが、特に夏季と冬季においては外気負荷が増加するため、室内温熱環境は悪化する。そこで、換気強化と同時に、増加した外気負荷を解消する空調を行えば、室内環境のさらなる改善が望める。本研究では実空間を対象として、夏季と冬季における換気量の増加が室内温熱環境および室内空気質に与える影響を CFD シミュレーションによって評価し、さらに外気負荷の増加を解消する空調を調査する。

### 2. CFD モデル

#### 2.1 モデル概要

本研究では対象実空間を大阪大学工学部/工学研究科 M3 棟 211 とした。(以下 M3-211 と記す。) 同講義室を対象とした CFD シミュレーションについては松尾ら<sup>2)</sup>が測定実験との比較を行っており、概ね良好な一致を見ているため、本研究で用いる CFD モデルは同講義室内の温熱環境を概ね良く再現できると考えられる。対象実空間 M3-211 の X-Y 図を Fig 1 に示す。M3-211 には空調機と全熱交換器が各 4 か所ずつ設置されている。本研究の便宜上、空調機には AC1~AC4 と名前を振り、全熱交換器の吹き出し口には 1~4 の番号を振った。空気質解析にあたって、M3-211 の定員の 2/3 である 66 人の学生を想定し、それぞれからの CO<sub>2</sub> 排出を設定した。M3-211 の Y-Z 図を Fig 2 に示す。

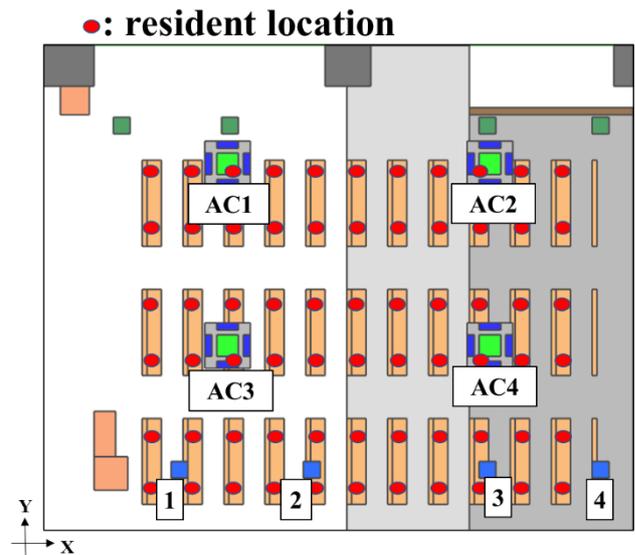


Fig.1 M3-211 layout (X-Y)



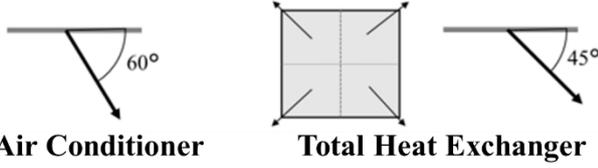
Fig.2 M3-211 layout (Y-Z)

Fig 3 に、空調機と全熱交換器の吹き出し方向、角度を示す。空調機の吹き出し方向は、空調機の吹き出し口 4 か所についてすべて、水平を 0° として 60° の角度で下向きに吹き出すように設定し、全熱交換器の吹き出し方向は、吹き出し面を 4 分割して、それぞれが斜めに吹き出すように設定し、吹き出し角度は水平を 0° として 45°

の角度で下向きに吹き出すように設定した。

Fig.3 Angles of inlets of Air Conditioner and Total Heat Exchanger

## 2.2 計算条件



本研究の CFD 計算には OpenFOAM-4.1 を使用した。非圧縮性流体を仮定し、乱流モデルに標準 k-ε モデルを使用し、温度変化による浮力を考慮するため Boussinesq 近似を導入した。Table 1 に本研究の計算ケースを示す。夏季冬季で換気風量をカタログ値としたケース、20%増加させたケース、換気量増加時の外気負荷を解消する空調設定を行ったケースを行った。SMR20R と WTR20R では、換気量増加時に増加した外気負荷を解消する空調吹き出し温度を計算し設定した。

Table 1 Calculation cases

Season	Season	
	Summer	Winter
Ventilation volume		
catalog value	SMR00	WTR00
650×4 [m <sup>3</sup> /h]	(base case)	(base case)
20% up		
650×1.2×4 [m <sup>3</sup> /h]	SMR20	WTR20
20% up		
(offset heat load)	SMR20R	WTR20R
650×1.2×4 [m <sup>3</sup> /h]		

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

Table 2 Boundary conditions of SMR00

	inlet volume [m <sup>3</sup> /h]	inlet temperature [°C]	outlet volume [m <sup>3</sup> /h]
AC1~AC4	750	20	750
1~4	650	formula (1)	gradient 0

wall direction	temperature [°C]
east, west, south, north	26
objects	thermal insulation

Table 3 Boundary conditions of WTR00

	inlet volume [m <sup>3</sup> /h]	inlet temperature [°C]	outlet volume [m <sup>3</sup> /h]
AC1~AC4	750	36	750
1~4	650	formula (1)	gradient 0

wall direction	temperature [°C]
east, west, south, north	22
objects	thermal insulation

全熱交換器の吹き出し温度は、式(1)により決定される。式(1)で使用した変数の定義を Table 4 に示す。式(1)における外気温は、気象庁より夏季ピークの 8 月、冬季ピークの 2 月の 2022 年度日平均気温を使用し、それぞれ 30 °C, 5.5 °C とした。交換効率は 0.6 とした。

$$T_{THE\_inlet} = \eta T_{room} + (1 - \eta) T_{out} \quad (1)$$

Table 4 variable definitions

variable	definition	unit
$T_{THE\_inlet}$	inlet temperature of total heat exchanger	[K]
$T_{room}$	room temperature	[K]
$T_{out}$	outside temperature	[K]
$\eta$	exchange efficiency	[-]

本研究では湿度輸送を考慮していないため、熱負荷は顕熱負荷のみ考慮した。外気負荷、空調負荷の計算式を式(2)に示す。式(2)で使用した変数の定義を Table 5 に示す。空気密度と空気比熱については、空気が 20 °C の時の値である  $c_a = 1.0 \times 10^3$ ,  $\rho_a = 1.2$  を採用した。

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

Table 5 variable definitions

variable	definition	unit
$Q_{THE\_s}$	sensible heat load	[W]
$Q_{AC\_s}$	amount of sensible heat removal	[W]
$V$	inlet volume	[m <sup>3</sup> /s]
$c_a$	air specific heat	[J/kg/K]
$\rho_a$	air density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$T_{inlet}$	inlet temperature of Air Conditioner	[K]
$T_{outlet}$	outlet temperature	[K]

居住者による CO<sub>2</sub> 排出については、一般に、安静にしている成人男性の呼気に含まれている CO<sub>2</sub> 量は 15~20 L/h であるため、室内の居住者一人あたりから 20 L/h の CO<sub>2</sub> 排出を考慮した。人体発熱はないものとした。

## 3. 計算結果

先述した通り、M3-211 は階段教室であるため、居住者の呼吸域を考慮して、水平断面の結果は床から高さ 0.9 m の結果を 3 つに分けて示す。

### 3.1 SMR00, SMR20, WTR00, WTR20 の計算結果

Fig.4 に SMR00, SMR20 の水平および鉛直の温度分布と CO<sub>2</sub> 濃度分布を示す。鉛直断面は、外気の動向を示すために室内にある空調機群のうち全熱交換器の吹き出し口のみ反映されている x = 5.6 m の断面を示した。対象空間の全熱交換器の吹き出し口は窓側に並んで設置されているため、窓側の温度上昇が顕著に示された。また、窓側後方の CO<sub>2</sub> 濃度が著しく減少しているのは、換気風量が増加し、窓側の居住域まで外気が行き届くようになったことによるものである。SMR00 と SMR20 の室内平均温度はそれぞれ 24.2 °C, 24.6 °C となり、換気量の増加が温熱環境を悪化させていることが示された。SMR00, SMR20 の室内平均 CO<sub>2</sub> 濃度はそれぞれ 783 ppm, 721 ppm となり、室内空気質が改善されていることが示された。

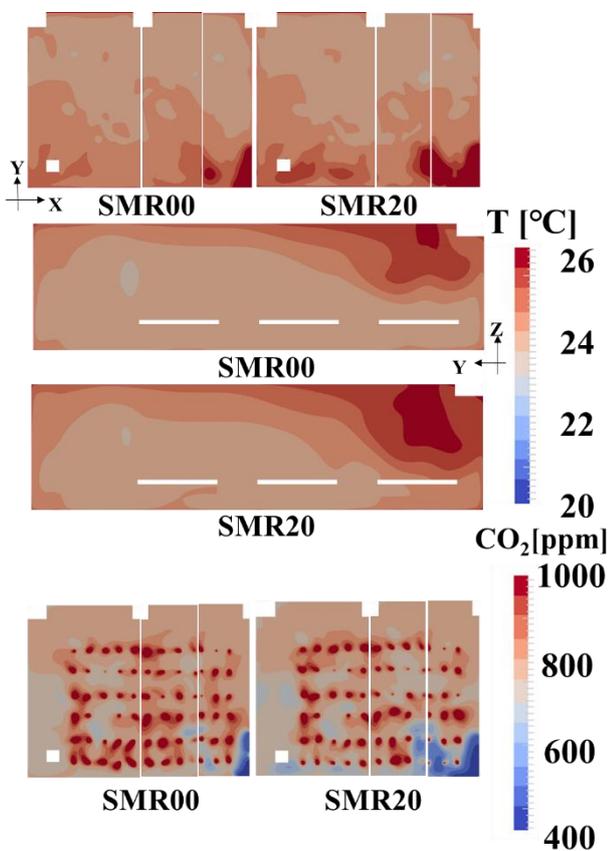


Fig.4 horizontal distributions of temperature and CO<sub>2</sub> concentration, vertical distributions of temperature (SMR00, SMR20)

Fig.5 に WTR00, WTR20 の水平および鉛直の温度分布と CO<sub>2</sub> 濃度分布を示す。鉛直断面は、外気の動向を示すために室内にある空調機群が全て反映されている x = 9.3 m の断面を示した。換気量が増加すると床の低さが低い室内前方に外気が移流し、室内前方の呼吸域の温度が低下した。また、室内下方を移流する外気量が増加して、空調機からの暖気にかかる浮力が強くなり、暖気が衝突している箇所の温度が上昇した。WTR00, WTR20 の室内平均温度はそれぞれ 24.9 °C, 24.2 °C となり、換気量の増加

が温熱環境を悪化させていることが示された。WTR00, WTR20 の室内平均 CO<sub>2</sub> 濃度はそれぞれ 822 ppm, 758 ppm となり、室内空気質が改善されていることが示された。夏季と比較して、換気量に対する CO<sub>2</sub> 濃度が高濃度となっているのは、全熱交換器からの吹き出し風が低温のため室内下方に沈下し、その結果空調機の吸い込み口に外気が届かず、空調機の還気に含まれる CO<sub>2</sub> 量が増加したことによるものと考えられる。

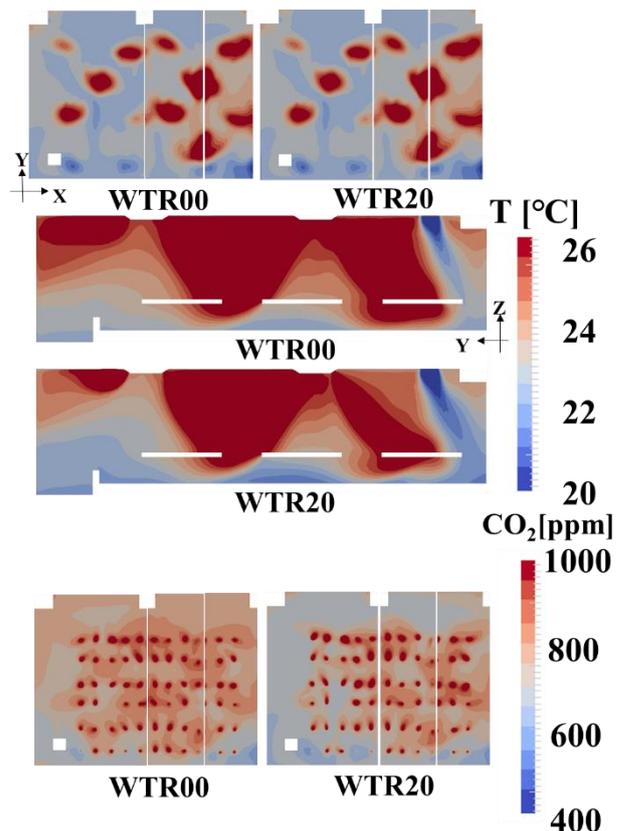


Fig.5 horizontal distributions of temperature and CO<sub>2</sub> concentration, vertical distributions of temperature (WTR00, WTR20)

### 3.2 Case7~Case10 の境界条件

熱負荷および空調吹き出し温度の計算には 2 章の式(2)より各ケースにおける空調機・全熱交換器の吹き出し温度および吸い込み温度が必要になるが、今回はそれぞれ CFD 計算の後半 5000 ステップの平均値を使用した。また外気負荷の増加分を加えた空調負荷 (空調吹き出し温度) を算出する際、空調吸い込み温度の値は一定値とする。

SMR00 における 4 か所の全熱交換器による外気負荷は 1973 W となった。SMR20 における 4 か所の全熱交換器による外気負荷は 2471 W となった。また空調機の処理熱量は 4554 W となった。SMR00 から SMR20 にかけて増加した外気負荷は 498 W であるため、この外気負荷の増加分を解消するためには空調吹き出し温度を 0.6 °C 低下させる必要がある。

WTR00 における 4 か所の全熱交換器による外気負荷は

7053 W となった。WTR20 における 4 か所の全熱交換器による外気負荷は 8236 W となった。また空調機の処理熱量は 10593 W となった。WTR00 から WTR20 にかけて増加した外気負荷は 1199 W であるため、この外気負荷の増加分を解消するためには空調吹き出し温度を 1.2 °C 上昇させる必要がある。

以上の結果から、SMR20R、WTR20R の境界条件を Table 6 に示す。

Table 6 Boundary conditions of Case7, Case8

	inlet volume [m <sup>3</sup> /h]	inlet temperature[°C]	outlet volume[m <sup>3</sup> /h]
AC1~ AC4	12.5	19.4 (SMR20R) 37.2 (WTR20R)	750
1~4	650×1.2	formula (1)	gradient 0

### 3.2 SMR20R, WTR20R の計算結果

Fig.6 に SMR00, SMR20, SMR20R の水平および鉛直の温度分布を示す。SMR20R の室内平均温度は 24.3 °C と、SMR00 の室内平均温度の 24.2 °C 程度までの減少が確認され、温熱環境の改善が示された。これは温度差による浮力によって空調機から吹き出される冷気が呼吸域まで沈下するため、空調機の吹き出し温度を低下させた際に、換気量増加時の温度上昇をダイレクトに冷却することが可能であるからである。

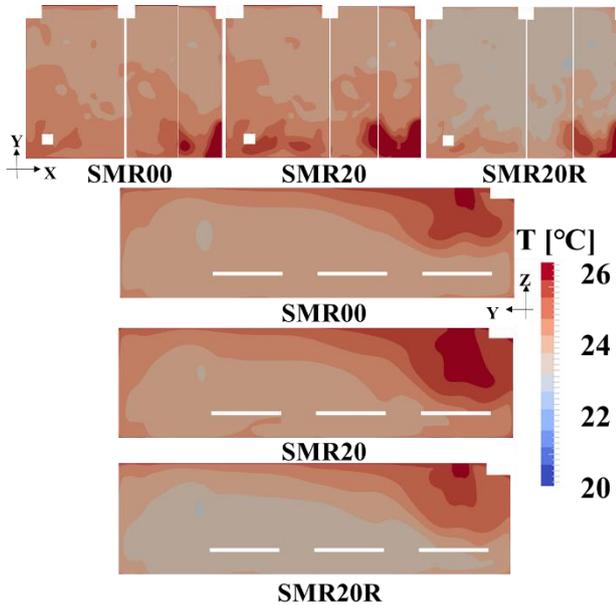


Fig.6 horizontal and vertical distributions of temperature (SMR00, SMR20, SMR20R)

Fig.7 に、WTR00, WTR20, WTR20R の水平および鉛直の温度分布を示す。WTR20R の室内平均温度はそれぞれ 24.5 °C となり、WTR00 の室内平均温度の 24.9 °C までの上昇が示されなかった。これは、空調機から吹き出される温風が、隣り合っている空調機からの温風と衝突しており、その衝突箇所から温風が室内上部へ上昇していることによるものである。すなわち、空調吹き出し温度を上昇

させても、室内下方を移流する外気との温度差が大きくなり、暖気にかかる浮力が強化されるため、呼吸域まで暖気が拡散されることなく室内上部へ上昇する。したがって、外気負荷を計算し、それを解消する空調吹き出し温度を設定して室内温熱環境を改善する手法は、冬季においては有効ではないと考えられる。冬季において、熱的快適性や室内空気質をさらに改善するには、室内低位で暖房や換気を行う置換換気を取り入れることや、全熱交換器含め空調機群の配置を検討することが有効と考えられる。

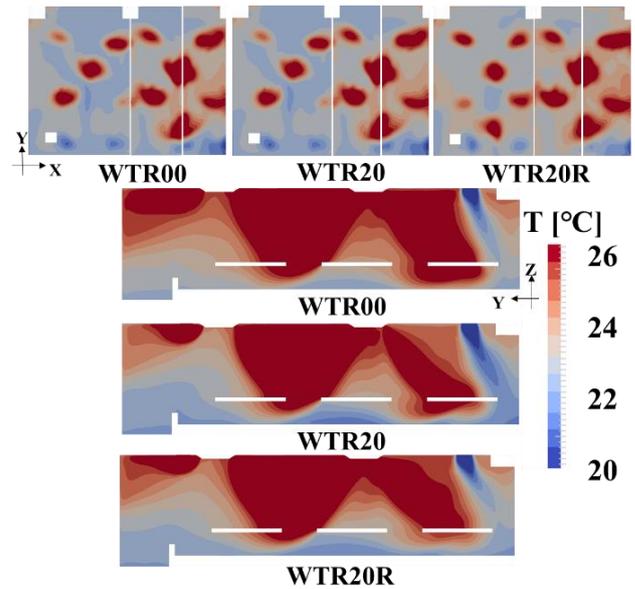


Fig.7 horizontal and vertical distributions of temperature (WTR00, WTR20, WTR20R)

### 4. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

- 1) CFD 計算によって、換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響を評価し、換気量増加時の外気負荷を空調機の処理熱量に加えたときの温熱環境の変化を評価した。
- 2) 換気量の増加は夏季冬季どちらも室内温熱環境を悪化させ、室内空気質を改善させた。
- 3) 夏季では空調機から吹き出す冷気が室内下方へ沈下するため、空調負荷を増加させたとき外気負荷がおおむね解消され、温熱環境の改善が示された。
- 4) 冬季では空調負荷を増加させても、室内下方を移流する外気との温度差が大きくなり、暖気にかかる浮力がより強化されるため、外気負荷解消に有効にはたらかず、温熱環境の改善が示されなかった。

### 参考文献

- 1) e-Stat 政府統計の総合窓口 <https://www.e-stat.go.jp/>
- 2) 松尾 智仁, 鹿山 和真, 嶋寺 光, 近藤 明: ソース・レセプター関係を用いた空調機群の最適制御手法の逆推定, 第 32 回 環境工学総合シンポジウム 2022