ペリメータとインテリアにおける空調制御に関する研究

~温熱環境形成寄与率及び給気寄与率による熱伝達・給気メカニズムの解明~

2004541003 伊東 由衣

白石研究室

共調制御,給気寄与率,温熱環境形成寄与率,CFD

<u>1. はじめに</u>

近年、過度の空調使用による冷暖房のエネルギー消 費の増大が CO2 排出量増加の要因となっている。事務 所ビルでは一般的に日射や外気温度など、窓からの外 部負荷に影響されるペリメータゾーン(以下 PZ)と室 内の照明や 0A 機器、人間からの発熱等による内部負荷 に影響されるインテリアゾーン (以下 IZ)の二つの空 調ゾーンに分けられる。これらは、各空調ゾーンによ る熱負荷特性の違いによりそれぞれの空調ゾーンで 別々の空調方式を採用し制御している。しかし、この ように PZ と IZ でのゾーン別による共調制御では各ゾ ーンで互いに干渉しあうため、室内での空気の混合が 生じ、冷暖房エネルギー消費の増大を引き起こす等の 問題がある。現在、このような共調制御による各ゾー ンへの熱供給やゾーン間の空気の混合損失などまだ不 明な点も多く、また、同システムの空調不具合診断に 関しても研究・開発が期待されている。本研究では、 PZ と IZ の空調制御が行われている空間を対象として CFD 解析を行い、給気寄与率、温熱環境形成寄与率の 体積平均値(L-CRI₍₀)の指標を使用することで共調制 御時における熱伝達・給気メカニズムを評価する。さ らに、評価結果を分析し、これらの指標を用いた新た な空調不具合診断手法に関する検討を行う。

<u>2. 各指標の概要</u>

2-1. 給気寄与率



与率を用いる。

給気寄与率 =
$$\frac{C_i(A)}{C_{all}(A)}$$

(記号) C_i(A):着目する吹出口のみから拡散物質の発生がある際の対象空調ゾーンにおける体積平均濃度[kg/m³], C_{all}(A):全吹出口から拡散物質の発生がある際の対象空調ゾーンにおける体積平均濃度[kg/m³]

本研究では、吹出口1つのみから拡散物質の発生が ある際の各空調ゾーンにおける体積平均濃度を全吹出 口から拡散がある際の各空調ゾーンにおける体積平均 濃度で無次元化し給気寄与率を求めている。





図2 温熱環境形成寄与率(L-CRI₍₀)の概念図

$$L - CRI_{(c)}(A) = \frac{d\theta(A)}{d\Theta(A)}$$

(記号) *d* θ (A):着目する部位もしくは熱源のみから熱供給がある際の空調ゾーンにおける体積平均温度の変化[℃], *d* θ:全部位及び熱源から熱供給がある際の空調ゾーンにおける体積平均温度の変化 [℃]

温熱環境形成寄与率(CRI_{(e}))は、各部位が室内の任意 の点の温度変化にどの程度寄与するかを示すものであ り、これを代表量で無次元化したものである。本研究 では、定松ら^{文1)}の提案する温熱環境形成寄与率の体積 平均値(L-CRI_{(e})を用いる。この L-CRI_{(e})は CRI_{(e})を" 点に対する寄与"から、"空調ゾーンに対する寄与" へと再定義したものである。図2のように空調ゾーン に対応する空間を設定し、各部位から個別に熱供給さ れる場合の空調ゾーンの体積平均温度を算出し、その 体積平均温度の変化を全部位から熱供給される場合の

Air-Conditioning Control in Perimeter Zone and Interior Zone. Heat transfer and Air supply mechanism based on L-CRI(C) and Contribution ratio of Air supply. 空調ゾーンの体積平均温度で無次元化することで寄与 率を求める。

<u>3. 解析概要</u>

<u>3-1. 解析対象</u>

図3に解析対象を示す。北九州市立大学の特殊実験 棟にある空調性能試験装置を対象とした。試験室は6 面の環境調整空間(以下GR)で囲まれており、試験室 の南面は外気を想定したGR1とシングルガラス窓 (5mm)で仕切られている。その他3つのGRは事務所ビ ルの隣室を想定している。これら6面のGRの制御によ り、試験室は事務所ビルの中間階と近い環境を実現し ている。また、南面窓から4mまでをPZとし、その内 側部分をIZと想定した。解析は冬季を対象としており、 PZではファンコイルユニット(FCU)で暖房、IZでは 空調機(AHU)による冷房で空調制御を行い、AHUから 吹き出される空調空気は窓からそれぞれ4m、7.5mに位 置する吹出口から供給されている。

3-2. 解析条件及び解析ケース

解析条件を表1に示す。GR1は外気温12℃で他のGR は隣室を想定し、その温度は試験室の室温を設定値と して制御している。上階のGRは試験室内二重床空間、 下階のGRは試験室の天井裏空間を模擬している。

解析ケースは6つのAHUの風量を等風量としたものを case1(通常時)、AHU2の風量を他5つの風量の2倍と したものを case2(不具合時①)、AHU5の風量を他5つ の風量の2倍としたものを case3(不具合時②)とす る。全てのケースにおいて 6 つの AHU の全風量は 1100 $[m^3/h]$ で同じとした。

<u>3-3. CFD 解析における AHU 吹き出し形状</u>

試験室のIZでのAHUの吹出し形状はアネモ型である。 アネモ型は拡散性の高い吹出し形状であり、事務所ビ ルなどではよく使用されている。今回の解析において は、アネモの吹出しを図4のように9等分にし、8方 向へ吹き出す簡易的な吹出し形状で解析を行っている。

<u>4.解析結果</u>

4-1. 実測結果との比較

実験と解析による試験室内の鉛直温度分布を図 5、 図 6 に示す。e 点は PZ 側、g 点は IZ 側に位置する。試 験室内は全域でほぼ均一な温度分布を呈している。局 所的に、AHU からの冷房吹出しの影響や天井からの照 明の影響で実験結果と解析結果で差が見られたが、概



表1 解析条件

解析領域	$10.0m \times 6.0m \times 2.7m$
流入条件	AHU 全風量 1100 m³/h
	FCU1 風量 258. 37 m³/h
	FCU2 風量 278.23 m³/h
	$k_{in}=3/2(U_{in}\times 0.1)^2$
	$\epsilon_{\rm in} = C_{\mu} k_{\rm in}^{3/2} / 1_{\rm in}$
外気温度(GR1)	12°C
隣室温度	GR2 24.16℃ GR3 24.17℃
(GR2~GR6)	GR4 24. 16℃ GR5 22. 34℃
	GR6 22. 20°C
発熱	照明 128W×15本=1920W
	発熱体 100W×20 個=2000W
(12	· 升 法 ェ 之 ル ゼ ー [m² / a²] II · 吹 屮 〕 風 声 [m / a]









ね実験と解析の鉛直温度分布は一致した。

4-2.冬季におけるケーススタディ

4-2-1. 鉛直温度(図省略)

case2 では AHU2 の風量が大きくなったため、b 点の 鉛直温度に影響が見られた。case1~case3 において、 AHU の吹出し口近傍では鉛直温度分布に多少の差は見 られたが AHU の吹出しが拡散的であることから、ケー ス毎での鉛直温度分布に大きな差は見られなかった。 <u>4-2-2. 流れ場及び温度場(図省略)</u>

図 7~図 9 に各ケースの流れ場を示す。case2 では AHU2 の風量が大きいため、等風量の case1 に比べると AHU2 からの吹出し影響が PZ にも及んでおり、FCU の影 響が小さい。case3 では、AHU5 の風量が大きいため、 AHU5 からの吹出しの影響が IZ のほぼ全域に及ぶ。温 度場では case2、case3 で風量の大きい吹出し口直下の 発熱体からの熱上昇流が減衰するが、吹出し口近傍以 外はケース毎に大きな差は見られなかった。

<u>4-2-3. 熱収支</u>

図 10、図 11 に各部位の熱伝達量を示す(面からの流 出を負、流入を正とする)。case1~case3 の全てのケ ースにおいて窓からの貫流による損失が大きく、 1200[W]を超える(図省略)。case1、case2 では全部位 において熱伝達量はほとんど差がなかった。窓以外の 部位においてはどのケースでも天井と IZ の床からの 貫流による熱損失が他の部位に比べ大きい。単位面積 あたりでも、IZ、PZ 共に天井からの熱損失が大きい。 特に、FCUの影響を大きく受ける PZ では対流による受 熱が大きくなっている。case3 は他ケースに比べ、AHU5 からの吹き出しが IZ の天井付近に影響を与えている ため、対流に差が見られる。また、case1はPZで熱負 荷が大きく、IZ は冷熱負荷が大きかったことより、 480W 程度の熱が PZ から IZ へ移動していた。case2、 case3ではAHUからの空気がPZへ流れこんでいるため、 PZ から IZ へ移動する熱は case1 に比べ小さくなって おり、case2では450W、case3では400Wとなる。 4-2-4. 給気寄与率

図 12 に各ケースの給気寄与率を示す。case1 では、 PZ は 2 つの FCU の吹出しの影響が 50%以上を占め、PZ に近い AHU1~3 からの影響が大きい。IZ では、6 つの AHU の影響が大きい。case2 では、風量の大きい AHU2 が PZ と IZ の両方で大きく寄与している。case3 では



AHU5 の IZ への寄与が 25%以上を占め、PZ に近い AHU1 ~3 の IZ への寄与が小さい。case2、case3 では AHU の寄与が PZ で大きくなっているため、PZ での FCU の 影響が case1 に比べ小さい。

4-2-5. 温熱環境形成寄与率(L-CRI ©)

図 13、図 14 に PZ、IZ への対流による温熱環境形成 寄与率を示す。基準温度は空調設定温度である24℃と した。全てのケースで各空調ゾーンの温度上昇に大き く寄与しているのは発熱体と照明であり、温度低下に 大きく寄与しているのはPZではGR1、全体的にはAHU である。天井が他の部位に比べ温度低下に寄与してい るが、その他の部位については空調ゾーンへの温度寄 与は小さい。PZのFCUは暖房であるが、温度低下に寄 与している。これは、FCUの吹出温度が22℃と空調設 定温度の24℃より低いためである。ケース毎で見ると、 case2では風量の大きいAHU2の寄与が他に比べ大きく なっており、PZ に吹出し口が近いことから両方の空調 ゾーンで寄与が大きくなる。case3 では、風量の大き い AHU5 の寄与が大きくなっており、AHU5 は PZ から離 れた位置にあるため、IZ への寄与が PZ への寄与に比 べ大きい。AHU5 は-2.0℃程度 IZ への温度低下に寄与 している(図 15)。その他は case1 と概ね寄与が一致 している。

4-3. 各指標を用いた空調不具合診断の可能性

以上の結果より、CFD 解析により空調不具合診断を 行う場合、本研究で使用した指標のうち給気寄与率は 実験で確認するのが困難であるため、空調の不具合診 断指標としては使用しにくい。一方、L-CRI_(C)では本研 究においても風量の大きなAHUの寄与が大きくなって いるのが分かり、L-CRI_(C)及び実験での温度センサによ る測定データを利用する場合、空調の不具合診断指標 の提案が可能であると考えられる。

<u>5.まとめ</u>

- 1)各指標を使用し、熱伝達・給気メカニズムの解明を 行った。
- 2) 給気寄与率は実験での確認が困難であるため、空調 不具合診断指標としては適用しにくい。
- 3)L-CRI_(C)と実験によるデータとを使用することで、空 調不具合診断への適用可能性が確認できた。



(鉛直断面 Y=3.0m, 基準温度 24℃からの差温で表示)

[参考文献]

1) 定松ら,不均一温熱環境を考慮した建物各部位の熱性能評価に関する研究(その2) 温熱環境形成寄与率の体積平均値の指標化,日本建築学会大会学術講演梗概集,2007.
2) 加藤ら,不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成評価指標に関する研究(その2) CFD に基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発,空気調和・衛生工学会論文集,No. 69, pp. 39-47, 1998.4.
3) CFD による建築・都市の環境設計工学,村上周三,東京大学出版会,2000.