

模型実験並びにCFDによるアトリウム空間内の  
熱・空気流動性状に関する研究

平成8年12月

横井 隆 己

模型実験並びにCFDによるアトリウム空間内の  
熱・空気流動性状に関する研究

平成8年12月

横井 睦己

## 目 次

### 第1章 序論

1.1 本研究の目的	1-1
1.2 本論文の構成	1-3
第1章 参考文献	1-5

### 第2章 冷房時の対流熱伝達の影響に関する模型実験

2.1 はじめに	2-1
2.2 冷房時の模型実験	2-1
2.2.1 相似則	2-1
2.2.2 実験概要	2-2
2.3 実験結果	2-6
2.3.1 天井面熱流の影響に関する比較	2-6
2.3.2 床面からの流入熱の影響に関する比較	2-9
2.3.3 壁面流入熱流に基づく自然対流の影響	2-11
2.4 居住域冷房時における室内流入熱流の発生場所と居住域高さに関する考察	2-14
2.4.1 天井面熱流の有無の影響	2-14
2.4.2 床面熱流の有無の影響	2-14
2.4.3 壁面流入熱流に基づく自然対流の影響	2-14
2.5 第2章結論	2-15
第2章 記号の説明	2-16
第2章 参考文献	2-17

### 第3章 放射熱伝達を連成した冷房時の高精度模型実験

3.1 はじめに	3-1
3.2 放射熱伝達を考慮した模型実験の目的	3-1
3.3 模型実験解析法	3-2
3.3.1 相似則	3-2
3.3.2 放射解析概要	3-3

3.4	放射率の違いが室内の温熱環境に与える影響の検討	3-4
3.4.1	模型実験概要	3-4
3.4.2	模型実験結果	3-6
3.5	放射・対流による室内熱輸送解析と室内温熱環境	3-9
3.5.1	1/10精密模型実験の目的	3-9
3.5.2	1/10精密模型実験概要	3-9
3.5.3	1/10精密模型実験結果	3-13
3.5.3.1	壁表面温度分布	3-13
3.5.3.2	各壁表面での熱収支	3-15
3.5.3.3	鉛直温度分布	3-17
3.5.3.4	空調居住域高さ	3-19
3.5.3.5	吹出気流の拡散性状	3-20
3.6	第3章結論	3-23
第3章	注	3-24
第3章	記号の説明	3-26
第3章	参考文献	3-27
第4章 放射熱伝達を連成した暖房時の高精度模型実験		
4.1	はじめに	4-1
4.2	実験概要	4-1
4.2.1	実験模型概要	4-1
4.2.2	冷却パネル概要	4-2
4.2.3	実験条件	4-3
4.2.4	測定項目	4-5
4.3	実験結果	4-6
4.3.1	気流可視化結果	4-6
4.3.2	鉛直温度分布	4-8
4.3.3	壁面表面温度分布	4-8
4.3.4	各壁面での熱収支	4-10
4.4	第4章結論	4-13
第4章	記号の説明	4-14
第4章	参考文献	4-15



## 第5章 冷房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析

5.1	はじめに	5-1
5.2	解析概要	5-1
5.2.1	対象空間	5-1
5.2.2	影響要因と解析ケース	5-2
5.3	解析結果	5-4
5.3.1	吹出方式の影響	5-4
5.3.2	上部排気風量の影響	5-6
5.3.3	吹出Ar数の影響	5-8
5.4	第5章結論	5-10
第5章	注	5-11
第5章	記号の説明	5-12
第5章	参考文献	5-13

## 第6章 暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析

6.1	はじめに	6-1
6.2	解析概要	6-1
6.2.1	対象空間	6-1
6.2.2	影響要因と解析ケース	6-2
6.2.3	暖房吹出噴流予測式の対応	6-4
6.3	解析結果	6-5
6.3.1	吹出方式の影響	6-5
6.3.2	吸込口位置の影響	6-7
6.3.3	吹出Ar数の影響	6-8
6.3.4	空間アスペクト比の影響	6-10
6.4	第6章結論	6-12
第6章	記号の説明	6-13
第6章	参考文献	6-14

## 第7章 CFDに基づく空気流動、熱流束のマクロ評価

7.1	はじめに	7-1
7.2	マクロ評価の概念	7-2

7.3	CFD解析（ミクロシミュレーション）概要	7-5
7.4	CFD解析結果	7-6
7.4.1	温度分布	7-6
7.4.2	風速ベクトル	7-6
7.5	熱・空気流動のマクロ評価	7-7
7.5.1	マクロ評価のためのブロック分割	7-7
7.5.2	流量の評価	7-8
7.5.3	熱輸送の評価	7-8
7.5.4	総運動エネルギーの評価	7-9
7.6	熱・空気流動のマクロ評価結果	7-10
7.6.1	空気流動の評価結果	7-10
7.6.2	熱輸送の評価結果	7-11
7.6.3	エネルギー収支式からの全運動エネルギーの評価結果	7-13
7.6.4	エネルギー収支式からの動圧と全圧の評価結果	7-14
7.7	マクロ評価による冷房時と暖房時の空気流動、熱流束の比較	7-16
7.7.1	暖房時のCFD解析	7-16
7.7.2	マクロ評価による冷房時と暖房時の比較	7-19
7.7.3	ブロック分割がマクロ評価結果に与える影響	7-23
7.8	第7章結論	7-26
第7章	注	7-27
第7章	記号の説明	7-30
第7章	参考文献	7-31
第8章	結語	8-1
謝辞		9-1
付録		
	論文の内容の要旨	論文要旨-1
	英文概要	英文概要-1
	発表論文・報文リスト	論文リスト-1

# 第1章

## 序 論

## 第1章 序論

### 1. 1 序論

近年、大規模な建物に付随してアトリウムが設けられる事例が多くなっている。一般の居室（いわゆる事務室空間）と比較し、アトリウム空間の建築的・温熱環境的な特徴として、

1. 一般に大空間である、
2. ガラスが周壁の多くの部分を占める、
3. そのため、日射の影響（吸収及び透過日射熱）を強く受け、
4. 貫流熱負荷も膨大となる、
5. したがって、温熱環境要素の分布は時間的・空間的に大きくなりがちである、
6. 一般に人の居住するエリアは限定されたエリア（多くは空間底部）である、
7. 隣接空間と相互に影響を受けやすい

等を列挙することが出来る。

アトリウムは上記の様な特徴を有しているため、夏期の局所的なオーバーヒート、大きな上下温度分布、冬期のコールドドラフトの発生など一般の居室空間とは異なる温熱環境上の問題が生じやすく、その環境設計においては設計段階における十分な温熱環境に対する配慮が必要となる。すなわち、アトリウム空間内の温熱・空気環境の分布性状を的確に予測し、熱・空気流動の構造的な理解をふまえた上での空調計画、制御計画を行うことが望まれる。これらの計画・設計に当たっては従来の経験、設計手法の延長では対処できないことが多く、これまで、大空間・アトリウム建築の個別事例に関しては模型実験・数値解析を用いたいくつかの予測・検討がなされている<sup>1)~15)</sup>。また、大空間の上下温度分布、空調熱負荷を実務レベルで簡易に予測する手法についても提案されている<sup>16)~18)</sup>。しかしながら、室内流入熱流、空調吹出気流といった要因がそれぞれ空間内部の熱・空気流動性状に及ぼす影響について系統的に検討を行い、温熱・空気環境形成の構造的解明を目指した研究は少ない。

この様な状況に鑑み、本研究では模型実験並びにCFD（Computational Fluid Dynamics：計算流体力学）を用いて、空間内に流入する壁面熱流、空調吹出・吸込方式などをパラメータとした系統的な解析により、冷房及び暖房時のアトリウム空間内の熱・空気流動性状の構造的な解明を行うとともに、その結果を空調設計へ応用する手法を開発するための基礎的な検討を行う。

本研究ではまず、従来個別に検討を行っているアトリウム空間の温熱環境解析に対し、同空間内の基本的な熱・空気流動の構造的な理解を目的に模型実験を用いて系統的な検討を行う。主要なパラメータとして壁面熱流（侵入熱負荷）の大きさ、位置を取りあげ、これら要因が内部の温熱環境に与える影響を系統的に解析する。また、壁面間の放射熱授受も実験結果に基づき詳細に評価し、空間内の対流・放射熱伝達特性、及びその結果としての内部環境の形成の構造的な解明を行う。

次に、吹出・吸込方式、空間形状についても影響要因として取りあげ、CFDを用いて

熱・空気流動の系統的な検討を行う。これにより各要因が内部環境に与える影響がどの程度であるか、要因間の相対比較が可能となり、温熱環境に関する構造的理解が得られる。

また、CFDは流体の支配方程式を解くマイクロシミュレーションであり、実験、実測では得ることの困難な空間全体にわたる速度場、温度場の詳細な分布を知ることができる。しかしながら、その情報量は莫大であり、マイクロシミュレーション結果のみからでは空間内の巨視的な熱・空気流動について理解することは必ずしも容易ではない。熱・空気流動の巨視的な性状を明かにすることが出来れば、空間内の基本的な輸送の構造を直感的に把握することが可能となり、空調設計において極めて有用な手法となる。そこでマイクロシミュレーションにより解析された流れ場、温度場を巨視的に理解する「マクロ解析手法」を開発する。検討は本研究で行う模型実験に対応する数値シミュレーション結果に基づき熱、流量、総運動エネルギー輸送についてマクロ的な視点から行う。

以上、本研究は模型実験並びにCFDにより、大きなガラス壁で特徴づけられるアトリウム空間内の気流並びに熱流動性状を解析しその室内環境設計のための基礎資料を整備するものである。



## 1. 2 各章の概要

本論文は以下の8章より成る。

第1章では、まず序論として本研究の目的と概要が述べられる。

第2章では、従来個別に検討を行うことの多いアトリウム空間の空調設計に対し、設計者の同空間内の基本的な熱・空気流動の構造的な理解を助け、有益な示唆を与えるデータを取得することを目的に模型実験を用いて系統的な検討を行う。天井面もしくは鉛直壁一面をガラス面としたモデルアトリウム空間を対象として、夏期の居住域のみの冷房時において、室内侵入熱流が上下温度分布、空調居住域高さ（居住域の吸込口温度とほぼ等温となる領域高さ）、吹出気流の拡散性状に与える影響に関して1/20縮尺模型実験により系統的に検討する。

第3章では、第2章同様夏期冷房時のモデルアトリウム空間を対象とするが、内壁面を全てアルミ面あるいは放射率が既知の黒色面とした模型実験並びに放射熱伝達解析により内壁面の放射率の違いが内部の温熱環境に及ぼす影響、対流と放射の両熱伝達量の特徴を詳細に分析する。すなわち、前章では室内に対流熱伝達される熱流を既知として室内の気流・温度分布がどのように形成されるかを検討するものであるのに対し、本章では室内壁面から室内への流入熱を既知とし、この流入熱が放射及び対流によりどのように分配され熱伝達されるかを解析し、さらにその結果としての壁面対流熱伝達が室内の温熱環境形成にどう影響するかを解析・検討する。

第4章では、冬期、ガラス面からの貫流熱損失のある温風吹出暖房を行うモデルアトリウムを対象として、冷熱侵入位置、吹出温風、吸込位置等が室内壁面での放射・対流伝達特性及び室内温熱環境に及ぼす影響に関して模型実験、放射解析により検討する。ここでは、冷却面でのコールドドラフトの発生状況を詳細に検討すると共に、対流熱伝達率を温度境界層の測定から計測し、その性状に関しても考察する。

第5章では、アトリウムの空調設計における設計データ集を整備する目的で、夏期冷房時のアトリウム空間を対象に、実験による検討は必ずしも容易ではない吹出方式及び吹出・吸込位置なども影響要因として取りあげ、CFDにより各要因が気流・温度分布に与える影響を系統的に検討する。

第6章では、冬期温風吹出暖房時のアトリウム空間を対象に、CFDを用いて吹出・吸込方式、冷却面位置、空間アスペクト比などの要因の違いが、気流・温度分布に与える影響に関して系統的に検討する。また、実務設計で用いられることの多い非等温吹出噴流の予測式の適応性についても検討する。

第7章では、モデルアトリウム空間を流れ場に応じて幾つかの特徴的なブロック（居住域、ペリメータ域など）に分割し、ブロック間のマクロな空気流動、熱輸送を評価するマクロ解析手法を提案する。また、マクロ解析とCFD及び回路網解析との相互関連を説明し、マクロ解析の重要性を説明する。さらに、前章までのCFD結果に基づくマクロ解析を行い、従来のCFD結果のみからだけでは得られない空間内のマクロな空気流動、熱輸送、総運動エネルギー輸送の構造といった環境計画、空調設計上有益な情報が得られることを説明する。

第8章では、各章で得られた知見をまとめ、総括的な結論を述べる。

## 第1章 参考文献

- 1) 中原信生、後藤達雄、宮川保之：室内空気分布に関する模型実験と実例（1）、空気調和・衛生工学、45-10（昭和46年10月）
- 2) 小林満、安田寿夫、伊藤新三、宮川保之：室内空気分布に関する模型実験と実例（2）、空気調和・衛生工学、48-3（昭和49年3月）
- 3) 村上周三、高橋岳生：熱対流による自然換気に関する模型実験、日本建築学会学術講演梗概集（昭和55年9月）
- 4) 西：高温工場の換気に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会論文集、No.18（1982年2月）
- 5) 森川泰成、向野元昭、棚橋東峰、井上邦彦：ガラス屋根大空間の温熱空気環境に関する模型実験、日本建築学会学術講演梗概集（1987年）
- 6) 木村建一、野々瀬恵司、立原敦ほか：自然換気のあるアトリウムにおける温度分布の研究（その1、2）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1991年10月）
- 7) 高橋岳生、村上周三、加藤信介、魯志雄、河村晃：大規模ガラスホール内部の温熱空気環境に関する模型実験（その1）冬期・暖房時の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1994年10月）、pp. 849～852
- 8) 魯志雄、村上周三、加藤信介、高橋岳生、河村晃：大規模ガラスホール内部の温熱空気環境に関する模型実験（その2）夏期・冷房時の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1994年10月）、pp. 853～856
- 9) 大柿聡、村上周三、加藤信介、尾関義一：大規模ガラスホール内部の温熱空気環境に関する模型実験（その3）空調負荷計算、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1994年10月）、pp. 857～860
- 10) 尾関義一、村上周三、加藤信介、大柿聡：大規模ガラスホール内部の温熱空気環境に関する模型実験（その4）夏期冷房、冬期暖房条件に対するCFDによる検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（pp. 861～864
- 11) 飯塚宏、三輪周吉、近藤靖史：大空間の温熱空気環境の数値解析による検討、日本建築学会学術講演梗概集（1991年9月）、pp.517～518
- 12) 近藤靖史、丹羽英治：マクロモデルと3次元乱流計算の両者によるアトリウム内温熱環境の解析、日本建築学会学術講演梗概集（1991年9月）、pp.519～520
- 13) 村上周三、加藤信介、持田灯、近藤靖史、近本智行：数値解析による大空間の温熱空気環境の検討、日本建築学会学術講演梗概集（1990年）
- 14) N. Takahashi, E. Iwata, M. Funatsu: Simulation and Evaluation of a Large Scale Atrium, International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness (1992-7), pp.668～673
- 15) A Guthrie, H. Ikezawa, K. Otaka, R. M. H. Yau: Air Flow Studies in Large Spaces: A Case Study of Kansai International Airport Passenger Terminal Building, Osaka, Japan, International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness (1992-7), pp.674～680

- 16) 宮川保之：大空間の熱的環境の予測と調整に関する研究、学位論文（早大）（昭和58年7月）
- 17) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間の空調・熱環境計画手法の研究（その1）大空間の上下温度分布予測モデル、日本建築学会計画系論文報告集、第427号（1991年9月）、pp.9～19
- 18) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間の空調・熱環境計画手法の研究（その2）大空間の上下温度分布予測のための非定常計算モデル、日本建築学会計画系論文報告集、第435号（1992年5月）、pp.11～21

## 第2章

### 冷房時の対流熱伝達の影響 に関する模型実験



## 第2章 冷房時の対流熱伝達の影響に関する模型実験

### 2.1 はじめに

本章では、夏期冷房時のアトリウム空間を対象とした縮尺1/20模型実験により、夏期の居住域のみの冷房時において、室内侵入熱流が上下温度分布、空調居住域高さ（居住域の吸込口温度とほぼ等温となる領域高さ）、吹出気流の拡散性状に与える影響に関して系統的に検討する。

### 2.2 冷房時の模型実験

#### 2.2.1 相似則

流れ場・温度場の相似条件は以下の2つを考慮する<sup>1)</sup>。

- 1) 十分に発達した乱流場での相似条件：吹出口のアルキメデス数の一致。
- 2) 熱流の境界条件に関する相似則：空調投入・除去熱量と貫流熱・内部発熱の比の一致。

これらにより次式に基づいて実験条件を定める。

$$n_u = n_\theta^{1/2} \cdot n_l^{1/2} \quad \text{-----(2.1)}$$

$$n_Q = n_u \cdot n_\theta \cdot n_l^2 \quad \text{-----(2.2)}$$

ここで、

$n_u$ : 速度の縮率、 $n_\theta$ : 温度の縮率、 $n_l$ : 長さの縮率、 $n_Q$ : 熱量の縮率

## 2. 2. 2 実験概要

### (1) 模型概要

本章で実験を行ったアトリウム模型の概要を図-2.1に示す。縮尺は1/20。天井面もしくは鉛直壁一面をガラス面としたアトリウム空間を想定している。天井面及び吹出口側の壁面の外側には加熱または冷却用空気を供給するチャンバーを設け、ガラスを想定した天井及び壁面（アルミ板、厚0.3mmを使用）の室内側表面温度及び流入出熱量を制御する。床面及び吹出口に対向する壁面では日射透過による負荷、人体負荷、照明負荷等の発熱を電気ヒーターにより再現（床発熱量は実物換算で約 $180\text{W}/\text{m}^2$ ）する。その他の周壁については全て厚さ100mmのスタイロフォームで断熱を行っている。模型内の吹出温度は予め温度調整をした空気を吹出口近傍に設けた電気ヒーターにより再調整し、正確な温度制御を行う。

吹出・吸込風量はそれぞれ供給、排気ダクト中のオリフィス流量計により測定する。水平レジスターを想定した格子状吹出口（ $40\text{mm}\times 20\text{mm}$ ）により冷気を模型室内低部（床面より0.2mの高さ）に供給する。また床面に接するように設けられた吸込口（ $600\text{mm}\times 20\text{mm}$ 吹出口の下部）より排出する。断熱壁面を含め各天井、床、壁面の貫流による損失熱は模型各面に貼り付けした熱流計（京都電子製）により測定する。模型内壁は、全てアルミ面で仕上げ、放射による壁面間の熱伝達の影響を極力小さくした。

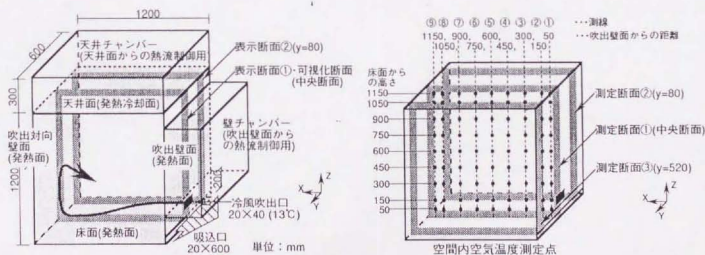


図-2.1 アトリウム模型概要（冷風吹出）

（発熱面以外の壁面は断熱面である）

## (2) 実験条件

実験は天井面、床面、鉛直壁面の室内流入熱流を変化させ、模型室内の温度分布性状、空調居住域高さ（居住域の吸込口温度とほぼ等温となる領域の高さ）、吹出気流の拡散性状への影響を検討した。検討を行った各ケースの実験条件を表-2.1に、室内流入熱流のパターンを図-2.2にそれぞれ示す。

検討ケースは、図-2.2に示すように床流入熱量一定のもとで天井面の流入熱条件を変化させたAシリーズ（Case A1～Case A4、Case A1を基本実験ケースとする）、床流入熱は無く天井面の流入熱条件を変化させたBシリーズ（Case B1, Case B2）、床面及び天井面流入熱一定のもとで熱流入する鉛直壁面の位置を変化させたCシリーズ（Case C1, Case C2）の3シリーズである。

各実験シリーズの検討目的は、上下温度分布、空調居住域高さ、吹出気流の拡散性状に対する、

Aシリーズは居住域冷房時における天井部からの熱流の方向・向きの影響を、

BシリーズはAシリーズとの比較により床流入熱流の有無の影響を、

Cシリーズは鉛直壁面より流入する熱流に基づく自然対流（壁面上昇流）の影響を、それぞれ明らかにすることである。

## (3) 測定項目

- 1) 温度はC-C熱電対及びC-A熱電対を使用。空間内温度243点（図-2.1参照）。各吹出・吸込温度、チャンバー内温度等計163点測定。
- 2) 壁貫流熱は熱流計により各壁面1～2点ずつ、計9点測定。
- 3) 吹出気流に白煙を混入し、吹出気流の拡散性状をレーザーライトシートで可視化。

表-2.1 検討ケースと実験条件

	① <sup>1)</sup>	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰	⑱	⑲	⑳		
検討ケース <sup>2)</sup>	天井面条件						床面条件		吹出壁面		吹出対向壁面		吹出吸込条件				床・周壁		熱収支	熱収支	備考	
	天井面		ファン <sup>1)</sup>	ファン <sup>1)</sup>	流入熱量 <sup>6)</sup>		発熱量		ファン <sup>1)</sup> 内発熱量		発熱量		吹出		吸込	風量	空調投入熱量		貫流	誤差		誤差率
	上部ファン <sup>1)</sup>	下部温度 <sup>1)</sup>	への投入熱量	壁面貫流熱量	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	温度 <sup>12)</sup>	温度 <sup>12)</sup>	風量		実物換算値 <sup>15)</sup> (W)	熱量 <sup>4)</sup>	誤差 <sup>17)</sup>	誤差率 <sup>18)</sup>		
	(°C)	(°C)	(W)	(W)	(W)	(W/m <sup>2</sup> )	(W)	(W/m <sup>2</sup> )	(W)	(W/m <sup>2</sup> )	(W)	(W/m <sup>2</sup> )	(W)	(°C)	(°C)	(kg/h)	(W)	(W)	(W)	(%)		
基本実験 Case A1	54.3	42.7	39.4	-16.6	22.8	(40638) [141]	29.1	(51932) [180]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	36.3 (10816)	6.1 [-244]	-39.4 (-70342)	-7.0	5.4	8%	基本ケース
実験Case A2	33.8	30.2	15.8	-12.0	3.8	(3784) [13]	53.1	(52489) [182]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	29.8 (10248)	7.0 [-169]	-49.4 (-48744)	-14.9	-7.3	-11%	天井面からの 熱流の大きさ ・方向の影響
実験Case A3	28.2	28.0	1.9	-1.1	0.8	(807) [3]	53.1	(52453) [182]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	28.8 (10248)	7.0 [-159]	-46.4 (-45842)	-13.2	-5.9	-11%	
実験Case A4	23.7	27.1	-18.5	9.8	-8.8	(-8766) [-30]	53.2	(52516) [182]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	26.3 (10248)	7.0 [-134]	-39.1 (-38589)	-8.5	-3.4	-10%	
実験Case B1	65.9	42.7	73.1	-34.4	38.7	(69074) [240]	-1.0	(-1807) [-6]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	29.7 (10816)	6.1 [-175]	-28.2 (-50417)	-0.2	10.3	14%	床流入熱流の 有無の影響
実験Case B2	34.4	24.9	22.6	-7.7	14.9	(26532) [92]	0.03	(62) [0.2]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	0.0	(0) [0]	13.0	19.8 (10816)	6.1 [-71]	-11.5 (-20529)	0.6	4.5	20%	
実験Case C1	49.5	42.2	34.4	-9.4	25.0	(44628) [155]	14.6	(26068) [91]	0.0	(0) [0]	13.2	(23609) [82]	13.0	36.2 (10816)	6.1 [-243]	-39.2 (-70040)	-5.1	8.5	17%	壁面流入熱に 基づく壁面自 然対流の影響		
実験Case C2	58.7	43.4	44.3	-21.3	23.0	(41069) [143]	14.5	(25839) [90]	12.4	(22213) [77]	0.0	(0) [0]	13.0	34.6 (10816)	6.1 [-226]	-36.5 (-65210)	0.4	12.7	22%			

\*1: 表の⑤,⑦,⑨,⑪,⑬,⑮は実験での設定値。①,②,③,④,⑥,⑧,⑩,⑫,⑭,⑯は実験での測定値。⑥,⑧,⑩,⑫,⑭は実物換算値を示す。

\*2: 表中、温度の表示は吹出温度13℃の場合を示している。また、熱流は模型室内に流入する場合を正として表示する。

\*3: 天井面近傍（天井面下5cm:模型スケール）の27点の平均温度。

\*4: 模型各壁に設置した熱流計による測定値。

\*5: ( ) 及び [ ] 内の数値は、実物換算した熱量・風量及び単位面積当たり熱量を示す。尚、実物換算値は各ケースで総率を次のように設定した場合である。

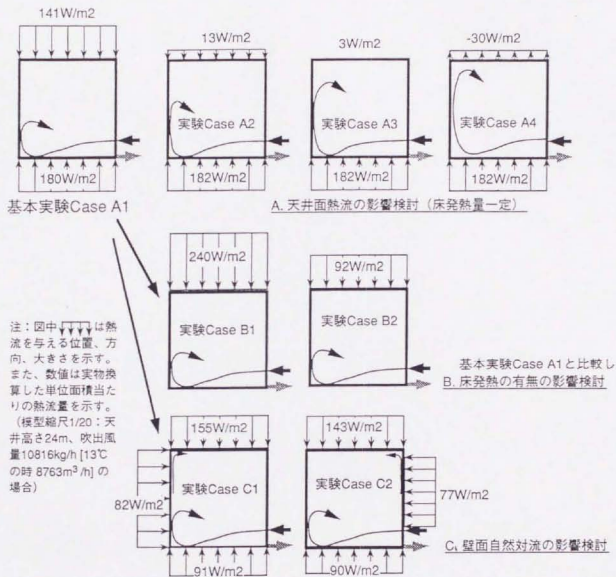
Case A1, B1, B2, C1, C2: 模型縮尺  $n = 0.05$ , 温度縮率  $n_\theta = 1.0$ , 速度縮率  $n_u = 0.22$ , 熱流縮率  $n_Q = 0.00056$ , Case A2, A3, A4: 模型縮尺  $n = 0.05$ ,  $n_\theta = 1.5$ ,  $n_u = 0.27$ ,  $n_Q = 0.001$ 。

ただし、放射熱伝達の影響を考慮した場合、実物に対応する相似条件としての信頼性は充分ではない。

\*6: 天井ファンへの投入熱量+天井ファン壁面貫流熱量 (③+④) にて算出。

\*7: 全ヒート投入熱量+全貫流熱量+空調投入熱量 (③+⑦+⑨+⑪+⑬+⑮) にて算出。本来0となるべき値。

\*8: 熱収支誤差/全ヒート投入熱量 (⑲/(③+⑦+⑨+⑪)) × 100 にて算出。



図・2.2 室内流入熱パターン

(熱流を与える面以外は全て断熱面である)



## 2. 3 実験結果

### 2・3・1 天井面熱流の影響に関する比較

床流入熱量一定のもとで天井面の流入熱条件を変化させた実験Case A1～実験Case A4の中央断面における鉛直温度分布を図-2.3、吹出気流の拡散性状のスケッチを図-2.4、写真を写真-2.1に示す。

#### (1) 基本実験Case A1 (図-2.3(a)、図-2.4(a)、写真-2.1(a))

上下温度分布が大きく、温度成層が生じている。特に天井面付近で大きな温度勾配が生じている。水平方向の温度分布は小さい。床面居住域では吹出気流の影響を直接受ける領域を除きほぼ均一な温度分布。吹出気流の拡散性状の可視化の結果にも温度成層の様子がはっきりと現れている。しかし顕著な安定成層にも拘わらず、煙は床上約12m (全体の高さの半分) にも達する。これは吹出冷気が床に沿って流れ、対向壁に沿って上昇したためである。ただし、この性状は本模型のアスペクト比に関わる性状であり、空間幅が広ければより床付近に冷気が停滞すると予想される。気流は穏やかで、特に上下方向の動きは少なく、煙により明確な境界が生じている。

#### (2) 実験Case A2 (図-2.3(b)、図-2.4(b)、写真-2.1(b))

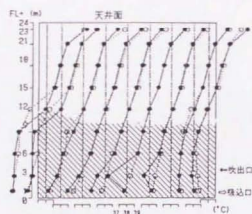
Case A2は基本ケースに対し天井面からの流入熱量をおよそ1/10にした。このため、基本実験Case A1と比較して、上下温度分布は小さくなり、温度勾配が大きい領域が天井面付近に限定される。その他の領域では全体に小さい温度分布。可視化によれば基本実験Case A1とは異なり吹出気流の達する領域は床上20m (実物スケール) 程度にも達し、その高さ以下の領域では気流は噴流の対向壁に沿う上昇流の影響もあり、やや攪拌的である。

#### (3) 実験Case A3 (図-2.3(c)、図-2.4(c)、写真-2.1(c))

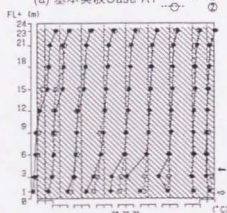
Case A3は基本ケースに対し天井面からの流入熱量を1/50にした。このため、全体的に温度はほぼ均一に分布している。可視化によれば吹出気流は全体に大きく循環する。また天井面近傍で気流の一部は充分安定でない状態になり、下降する状況も見られる。

#### (4) 実験Case A4 (図-2.3(d)、図-2.4(d)、写真-2.1(d))

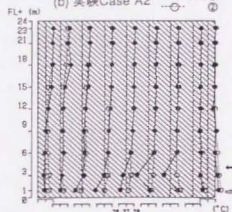
Case A4は天井面から熱流出のあるケースで、流出熱量の絶対値は基本ケースの流入熱量のその1/5である。このため、吹出気流が直接影響を及ぼしている領域以外では温度分布はほとんどない。天井面近傍では冷気が暖気の上部に乗り、レーリー・テラー



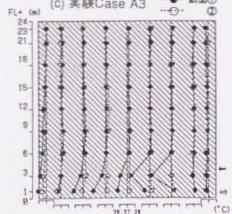
(a) 基本実験Case A1 ● 断面① ○ 断面②



(b) 実験Case A2 ● 断面① ○ 断面②



(c) 実験Case A3 ● 断面① ○ 断面②



(d) 実験Case A4 ● 断面① ○ 断面②

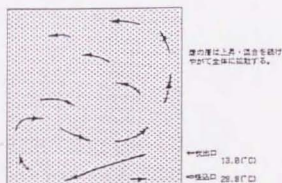
図-2.3 鉛直温度分布  
(実験Case Aシリーズ)



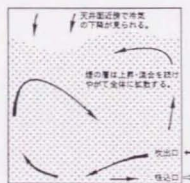
(a) 基本実験Case A1



(b) 実験Case A2



(c) 実験Case A3



(d) 実験Case A4

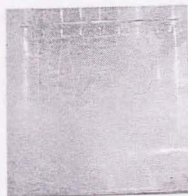
図-2.4 吹出気流の拡散状況スケッチ  
(実験Case Aシリーズ)



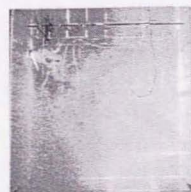
(a) 基本実験Case A1



(b) 実験Case A2



(c) 実験Case A3



(d) 実験Case A4

写真-2.1 吹出気流の拡散状況  
(実験Case Aシリーズ)

不安定に近い状態が生じ、きのこ状の冷気の下降が見られ、上下方向で空気が混合する。

#### [考察]

天井面で与える熱流の大きさ・方向は室内環境に大きな影響を与える。すなわち、天井から熱流入する場合、流入熱は上下の空気の混合拡散を抑制する方向に働き、温度成層を強くし、結果として上下方向の温度分布を大きくする。一方、天井面より熱流出する場合、流出熱（侵入冷熱）により、上下の空気の混合拡散が活発に行われ、温度成層することなく、上下方向の温度分布は生じない。以上実験Case A2～Case A4から分かる通り、空間上部の流入熱を抑える（或いは流入した熱を上部で効果的に排出する）ことにより、空調熱量をいたずらに増大させることなく、上下温度分布を減少させることができ、居住域として適切な空間領域を大きく拡大し得ることが示唆される。

### 2. 3. 2 床面からの流入熱の影響に関する比較

床発熱のある基本実験Case A1と床発熱のない実験Case B1,B2を比較し、床面からの流入熱の有無が室内環境に及ぼす影響を検討する。実験Case B1,B2の鉛直温度分布を図-2.5、吹出気流の拡散性状のスケッチ図-2.6、写真を写真-2.2に示す。

#### (1) 実験Case B1 (図-2.5(a)、図-2.6(a)、写真-2.2(a))

実験Case B1は天井面からのみ熱流入し、その流入熱量は基本実験Case A1のそれよりも大きくしたものである。ただし、総流入熱量は基本実験Case A1よりは小さい。上下温度差は、基本実験Case A1より総流入熱量が小さくなっているにも関わらず、基本実験Case A1 (7.9℃) に比べ約1.7倍大きくなり、13.1℃となる。上下の温度分布は、床上上部12～20mの領域（天井高は24m）では基本実験Case A1とほぼ等しいが、天井面近傍及び床上6～12mの領域で基本実験Case A1の場合に比べ大きくなっており、より安定した温度成層が生じている。水平方向の分布は吹出気流の噴流域を除きほぼ均一である。また、流れの可視化により吹出気流を観察すると、吹出気流が対向壁に衝突後壁面沿いに上昇して到達する高さは床上9m程度に留まり、対向壁での上昇は基本実験Case A1の場合（12m程度）に比べ抑制されておりすぐに反転して下降する流れとなる。煙層の上端は、基本実験Case A1と同様、一定の高さを保ち、上部の暖気との混合はほとんど見られない。

#### (2) 実験Case B2 (図-2.5(b)、図-2.6(b)、写真-2.2(b))

実験Case B2は実験Case B1と同様天井面からのみ熱流入とし、流入熱量を基本実験Case A1の天井面流入熱量よりも少なく与えたものである。基本実験Case A1よりも総流入熱量が少ないため当然のことながら、上下温度差は基本実験Case A1に比べ小さくな

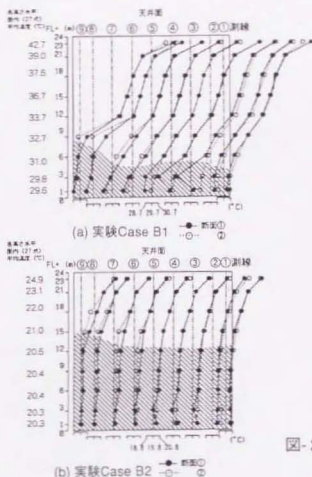


図-2.5 鉛直温度分布  
(実験Case Bシリーズ)

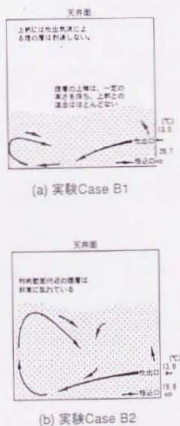
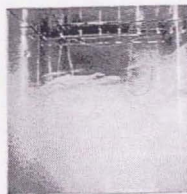


図-2.6 吹出気流の拡散状況スケッチ  
(実験Case Bシリーズ)



(a) 実験Case B1



(b) 実験Case B2

写真-2.2 吹出気流の拡散状況  
(実験Case Bシリーズ)



る(4.6℃)。しかし、天井面近傍での温度分布は天井面流入熱量が少ないにも関わらず、基本実験Case A1と同様に大きく、安定した温度成層が生じている。一方、床上12m以下(全体高さの半分)では、ほぼ均一な温度分布を示す。水平方向の分布は小さく、ほぼ均一である。吹出気流が対向壁に衝突後上部に到達する高さは床上16m程度に達し、基本実験Case A1の場合に比べ約4m高くなる。この上昇流が折り返して下降流となる周辺では上部領域との境界が基本実験Case A1に比べより乱れた様相を示す。

#### [考察]

基本実験Case A1と実験Case B1(基本実験Case A1よりも総流入熱量は小さく、天井面からの熱流を大きくしたもの)との比較より、床面熱流が床面直上の空気を昇温させその暖気の上昇により上下方向の空気の混合拡散を助長して、上下方向の温度分布を小さくする効果が確認された。ただし、当然のことながら床付近の温度上昇は、居住域の空調熱負荷の増大に直結するので居住域冷房時には不利となる。

### 2. 3. 3 壁面流入熱流に基づく自然対流の影響

壁面に流入熱流のない基本実験Case A1とこれを与える実験Case C1, C2を比較し、壁面流入熱流に基づく自然対流が室内環境に及ぼす影響を検討する。なお、室内に流入する熱量は実験Case C1, C2ともほぼ等しい。実験Case C1, C2の鉛直温度分布を図-2.7、吹出気流の拡散性状のスケッチを図-2.8、写真を写真-2.3に示す。

#### (1) 実験Case C1(図-2.7(a)、図-2.8(a)、写真-2.3(a))

実験Case C1は吹出対向壁面で熱流を与え、壁面流入熱流による上昇流と吹出気流による衝突、上昇流が同一方向となるものである。上下温度差は基本実験Case A1とほぼ等しく7.2℃となる。上下温度分布に関しても基本実験Case A1とよく似ており、温度成層化した性状を示す。流れの可視化により観察した吹出気流の衝突後の上昇流の到達高さは12m程度で基本実験Case A1とほぼ等しい。吹出気流に混入させた煙層の上端はほぼ一定の高さを保ち上部との混合はほとんどない。ただし吹出壁面付近で若干の気流の乱れが生じ、熱流を与えている対向壁面ごく近傍(実物換算で20~40cm)ではかなり速い上昇流が見られる。しかし、その上昇流は空間内全体の流れに大きな影響を与えるものとはなっていない。

#### (2) 実験Case C2(図-2.7(b)、図-2.8(b)、写真-2.3(b))

実験Case C2は吹出のある壁面で熱流を与え、壁面流入熱流による上昇流と吹出気流による衝突上昇流が逆方向となるものである。上下温度差は、基本実験Case A1より大きく約10.0℃となる。上下温度分布は床面近傍(床から3m程度)と床上12m以上では

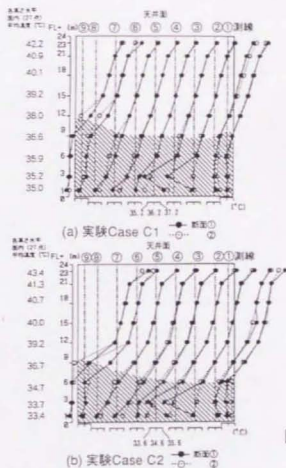
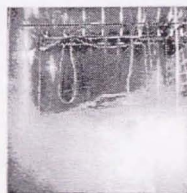
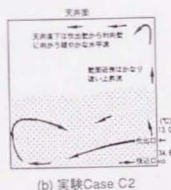


図-2.7 鉛直温度分布  
(実験Case Cシリーズ)



(a) 実験Case C1



(b) 実験Case C2

図-2.8 吹出気流の拡散状況スケッチ  
(実験Case Cシリーズ)

写真-2.3 吹出気流の拡散状況  
(実験Case Cシリーズ)

基本実験Case A1とはほぼ同一であるが、3m～12mの範囲では基本実験Case A1より大きくなっている。大きな上下の温度分布はこの領域における空気の乱れが少なく下部の居住域と上部領域との乱流混合が小さいことが示されている。流れの可視化によると、吹出気流の衝突後の到達高さは床上9～10m程度であり、煙拡散における境界線の高さは10～11m程度とそれぞれ基本実験Case A1より若干低くなっている。熱流入のある吹出壁面近傍でかなり速い上昇流が見られ、上昇流は天井直下1m位の所で水平方向に向きを変え緩やかな水平流を形成している。この上昇流は天井直下1mより上部に達することはない。これはその領域において非常に安定した温度成層が形成されるためと考えられる。

#### [考察]

壁面流入熱流に基づく上昇流が吹出気流に誘引される循環流を抑制する方向に働く場合には、居住域とその上部領域との間の空気の混合が多少抑えられ、上下温度差が多少大きくなり、居住域冷房には有利となる。居住域冷房を行う場合、吹出気流による循環流と壁面流入熱流に基づく上昇流による循環流が互いに打ち消しあう流れ場を形成する様な、吹出口のレイアウトとすることが有効である。

## 2. 4 居住域冷房時における室内流入熱流の発生場所と空調居住域高さに関する考察

ここでは、室内流入熱流の発生場所が居住域冷房時の空調居住域高さに与える影響に関して考察を行う。本研究では、空調居住域高さを居住域の吸込口温度にほぼ等しい温度領域の床からの高さで定義する。

図-2.3、2.5、2.7中の斜線部は、各実験における吸込温度とほぼ等しい温度（実物換算値で吸込温度+1℃以下）の領域を示す。この上端が空調居住域高さとなる。一般に居住域における吸込温度は居住域温度を良く代表すると考えられるので、図示の領域は吸込温度を指標とした居住域冷房制御を行う空間の範囲を表すものと考えられる。これから空調居住域高さの情報は、アトリウムに対して開放される空間（廊下や事務室）の空調計画の有用な資料となる。

### 2. 4. 1 天井面熱流の有無の影響

基本実験Case A1～Case A4（図-2.3）及び実験Case B1、B2（図-2.5）の比較から明らかなように、天井面熱流は空調居住域高さに大きな影響を与える。すなわち、天井から熱流入する場合、流入熱は温度成層化を強め、上下の空気の混合拡散を抑制する方向に働き、結果として空調居住域高さは低くなる。

### 2. 4. 2 床面熱流の有無の影響

基本実験Case A1（図-2.3(a)）と実験Case B1（図-2.5(a)）の比較に明らかなように、空調居住域高さは、床面での熱流の有無により大きな影響を受ける。これは、床面流入熱による暖気の上昇流により空気の混合拡散が助長され、結果として空調居住域空間が広がることが示されている。領域の拡大はそれだけ空調負荷が増大する可能性があることが示唆される。

### 2. 4. 3 壁面流入熱流に基づく自然対流の影響

基本実験Case A1（図-2.3(a)）と実験Case C1（図-2.7(a)）の比較により、吹出気流により誘引される室内循環流と壁面の流入熱流に基づく上昇流が同一方向となっても、今回の実験の範囲では室内の循環流が促進されて混合が進む現象は観察されず、空調居住域高さに大きな影響を与えない。

基本実験Case A1（図-2.3(a)）と実験Case C2（図-2.7(b)）の比較により、壁面流入熱流に基づく上昇流が吹出気流により誘引される室内循環流を抑制する方向に働く場合、空調居住域高さは多少低くなる傾向を示す。この領域の減少は部分空調における熱負荷の点からは有利な状況となる。

## 2. 5 第2章結論

居住域冷房を行うモデルアトリウムを対象として室内の気流温度分布性状を検討するための模型実験を行い、以下の結論を得た。

- 1) 居住域冷房時における空調居住域高さの概念を定義・導入し、その高さと壁面からの対流熱伝達量の関係を明らかにした。
- 2) 天井面で与える対流伝達熱の大きさ・方向（室内に対し発熱か吸熱か）は上下温度分布、空調居住域高さに大きな影響を与える。
- 3) 空間上部からの対流熱の流入を押さえることで、上下温度分布は大幅に減少し、居住域として適切な空間領域が上下方向に大きく拡大する。
- 4) 床面熱流は上下の温度分布を小さく、空調居住域高さを高くする。
- 5) 壁面流入熱流に基づく上昇流が吹出気流に誘引される循環流を抑制する方向に働く場合には、空調居住域とその上部領域との間の空気の混合が多少抑えられ、空調居住域高さは多少減少する。空調居住域高さの減少は居住域のみの部分冷房に関し熱負荷的には有利な状況となる。

## 第2章 記号の説明

$n_u$	: 速度の縮率	[-]
$n_\theta$	: 空気の温度差の縮率	[-]
$n_\ell$	: 長さの縮率	[-]
$n_Q$	: 熱量の縮率	[-]



## 第2章 参考文献

- 1) 勝田高司、土屋喬雄：室内空気分布の模型実験法に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集（1981年）
- 2) 近本智行、村上周三、加藤信介、森川泰成、横井睦己：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その1）上下温度分布に対する天井面熱流の影響に関する模型実験、日本建築学会学術講演梗概集（1991年9月）、pp. 595～596
- 3) 近本智行、村上周三、加藤信介、横井睦己：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その2）上下温度分布に対する天井面熱流の影響に関する模型実験・数値解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1991年10月）、pp. 517～520
- 4) 横井睦己、村上周三、加藤信介、近本智行：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その3）天井面・床面・壁面熱流の上下温度分布に対する影響に関する模型実験、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1991年10月）、pp. 521～524

## 第 3 章

放射熱伝達を連成した  
冷房時の高精度模型実験

### 第3章 放射熱伝達を連成した冷房時の高精度模型実験

#### 3.1 はじめに

前章ではモデルアトリウム空間を対象とした冷房時の模型実験を行い、室内に対流熱伝達される熱流を既知として室内の気流・温度分布がどのように形成されるかを検討した。本章では、室内壁面から室内への流入熱を既知としこれが放射及び対流によりどのようにに分配され熱伝達されるかを解析し、更にその結果としての壁面対流熱伝達が室内の温熱環境形成にどう影響するかを解析・検討する。今回の検討では、内壁面を全て放射率が既知ではば1となる黒色面として模型実験を行い、壁表面温計測に基づく放射熱伝達解析により対流と放射の両熱伝達量の特徴を詳細に分析する。

#### 3.2 放射熱伝達を考慮した模型実験の目的

本章では前章と同じく、冷房時のアトリウム空間を対象とした模型実験を行う。前章では対流熱伝達量を既知とした検討であったのに対し、本章では室内壁面からの流入熱が放射と対流によりどのようにに分配され熱伝達され、室内の温熱環境を形成するかを検討する。具体的には以下の点を明らかにすることを目的として実験を行う。

- 1) 室内で壁表面温度を介して強く連成する放射・対流両者の熱輸送を解析することにより、より実際のアトリウム空間内の熱移動現象に対応した実験を行い、夏期冷房時アトリウム内の室内熱伝達特性を詳細に分析する。
- 2) 壁表面温計測に基づく放射熱伝達解析と壁面での熱バランスから対流熱伝達量を算出し、この対流熱伝達量の変化が空間内の気流・温度分布性状に与える影響を明らかにする。
- 3) 上記の知見より、夏期冷房時のアトリウム空間における温熱環境形成の基本的な構造を把握する。

検討は、①前章で示した縮尺1/20模型並びに、②断熱性をさらに向上させ新規に作成した縮尺1/10模型の2つの実験模型を用いて行う。①1/20模型を用いた実験では壁面放射率の違いが与える影響を把握すること、②1/10模型を用いた検討では室内の対流、放射熱伝達特性を定量的に検討・解析することをそれぞれ目的とする。

### 3. 3 模型実験解析法

前章で解析したモデルと同一である。高さ24m、床面積288m<sup>2</sup>で天井面及び鉛直壁1面にガラス面を持ち、天井、床或いはガラス面に大きな日射熱負荷が見込まれるものとする(前章図-2.1参照)。空調は空間下部(居住域)を重点としてアトリウム下部で水平の冷風吹出により行う。

#### 3. 3. 1 相似則

流れ場・温度場の相似条件は以下を考慮する<sup>2)</sup>。

- 1) 十分に発達した乱流場での相似条件: 吹出口のアルキメデス数の一致。
- 2) 熱流の境界条件に関する相似則: 空調投入・除去熱量と内部発熱の比の一致。  
1)、2)より次式に基づいて実験条件を定める。

$$n_u = n_0^{1/2} \cdot n_l^{1/2} \quad \text{----- (3.1)}$$

$$n_Q = n_u \cdot n_0 \cdot n_l^2 \quad \text{----- (3.2)}$$

- 3) 壁面での対流熱伝達と放射熱伝達の割合の相似性: 今回、放射熱伝達を含む模型実験であり、壁面での対流熱伝達と放射熱伝達の割合が実物と実験で対応することが必要となる。一般に縮尺模型実験で対流熱伝達量及び放射熱伝達量の各縮率に関する厳密な相似条件を満足させることは困難である。本研究では模型全体での対流熱伝達総量が(3.2)式を満たすものの、各部位での対流熱伝達量の縮率が(3.2)式を満たす条件に関しては、これを緩和して陽に課していない。ただし、模型実験結果の実物への換算を可能とするため、模型と実物で対流熱伝達率と放射熱伝達率の比が概ね対応する条件のもとで検討を行っている<sup>補註)</sup>。

対流熱伝達量 $q_c$ 及び放射熱伝達量 $q_r$ はそれぞれの熱伝達率を $\alpha_c, \alpha_r$ 、壁表面温度と空気の温度差を $\Delta \theta_{w1}$ 、壁表面間の温度差を $\Delta \theta_{w2}$ として、

$$q_c \propto \alpha_c \cdot \Delta \theta_{w1} \cdot A \quad \text{----- (3.3)}$$

$$q_r \propto \alpha_r \cdot \Delta \theta_{w2} \cdot A \quad \text{----- (3.4)}$$

で表される。 $\alpha_r$ に関しては、 $T_m^3$  ( $T_m$ : 放射熱伝達の線形化の際の平均温度。定義は記号の説明参照。) を実物と模型で対応させれば形態係数が同じでかつ放射率を実物に対応させることができるので実物とほぼ対応することが期待できる。一方、 $\alpha_c$ は模型実験におけるRe数(レイノルズ数)及びRa数(レーレー数)が小さいため実物より小さくなる傾向が生ずる。しかし、温度の縮率が1の場合、加熱鉛直壁の対流熱伝達率は十分大きなRa数で一定になる傾向を示す

ことが知られている。また、本研究での実験では熱量を壁面に与える実験を行っており壁面対流熱伝達は主に乱流自然対流伝熱であると考えられる。今回の模型実験でのRa数は $2 \times 10^{12}$ であり対流熱伝達率はRa数の値に関わらずほぼ一定の値を示し、対流熱伝達率の分布は実物と近似的には対応するものと考えられる。

本実験は、先述したように放射熱伝達により模型内に分配され対流熱伝達される熱量の各部位毎の熱流の相似条件までは保証されていない。しかし、補注)に詳述するように本研究では模型と実物で対流と放射による熱伝達量に関しても概ね対応するものと仮定して検討を行う。また模型実験結果の実物への換算に関しても前述したように模型での対流熱伝達率は、Re数、Ra数が実物より小さいため、実物より若干小さい値を示す可能性を有しており注意が必要となる。以下本章では熱量等の値は原則として模型実験での測定値を示し、実物換算値は参考として( )内に示す。

### 3. 3. 2 放射解析概要

各実験で測定された内壁表面温度分布を用いて壁面間の放射熱伝達量を解析する。放射熱伝達解析において、①壁面間の形態係数の算出はモンテカルロ法<sup>3)</sup>により、②相互放射熱伝達はGebhartの吸収係数 $B_{ij}^{(1)}$ を求めて行う。尚、放射率<sup>(2)</sup>は実測値を用いる。

### 3. 4 放射率の違いが室内の温熱環境に与える影響の検討

前章で報告した天井面流入熱流が大きいケースでは、空間内で強い上下の温度成層が生じ、天井表面温度が極めて高くなり天井面をアルミ面としても、天井面で与えた熱流の全てが対流熱伝達されるとする仮定は必ずしも成立しない。ここでは、前章の1/20実験模型の内壁面を全て放射率が既知の黒色面とし壁面間の放射熱伝達の影響を含めた実験を行い、アルミ面で得た結果と比較し、壁面放射率 $\epsilon$ の影響を検討する。

#### 3. 4. 1 模型実験概要

##### (1) 模型概要

実験は前章で使用した1/20実験模型(詳細前章図-2.1参照)を使用して行う。内壁面をアルミ面の他黒色面(赤外線放射率 $\epsilon=0.93$ )の2種類の模型で検討を行う。室形状、吹出・吸込口位置などは全て同じである。

##### (2) 実験・解析条件

アルミ面の実験Case A1と黒色面の実験Case D1の2ケースに関して検討する。設定した実験条件を表-3.1に示す。また、アルミ面のCase A1では実験時のアルミ輝面の状態がはこり、酸化皮膜などの影響により放射率が必ずしも特定できないため解析に用いる放射率を3種の値に変化させて表面温計測に基づく放射熱伝達解析を行っている<sup>(注2)</sup>。すなわち、放射解析Case A1aは $\epsilon=0.04$ (アルミ普通研磨面)、放射解析Case A1bは $\epsilon=0.1$ (ステンレス輝面)、放射解析Case A1cは $\epsilon=0.23$ (アルミ酸化面)として解析を行う。

##### (3) 測定項目

- 1) 空気温度及び壁表面温度(C-C熱電対)
- 2) 壁貫流熱量(熱流計)
- 3) 吹出気流の可視化(レーザーライトシート)



表-3.1 1/20模型実験及び放射計算条件（放射率の影響の検討）

実験ケース <sup>2)</sup>	放射計算 ケース	① <sup>1)</sup>	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰	⑱			
		放射計 用いた放 射率 <sup>3)</sup>	天井面条件								床面条件								吹出吸込条件			
			算に用 いた放 射率 <sup>3)</sup>	天井面 下部 温度 <sup>4)</sup> (℃)	流入熱量 <sup>5)</sup> (W)	対流熱伝達量		放射熱伝達量		発熱量 (W)	貫流 熱量 <sup>7)</sup> (W)	対流熱伝達量		放射熱伝達量		吹出 温度 <sup>8)</sup> (℃)	吸込 温度 <sup>8)</sup> (℃)	風量 (kg/h)	空調投入熱量			
						実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)			実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)	実物換算 値 <sup>6)</sup> (W)							
基本実験 Case A1 [アルミ面]	Case A1-a	0.04				20.4 [127]	(36485) [14]	2.3 [14]				26.1 [162]	(46532) [0.4]	0.1 [162]								
	Case A1-b	0.10	42.7	22.8	(40638) [141]	16.9 [105]	(30254) [36]	5.8 [36]	(10384) [36]	29.1 [160]	-3.0 [160]	25.9 [160]	(46221) [1.4]	0.2 [1.4]	(415) [1.4]	13.0	36.3 (10816)	6.1 (10816)	-39.4 [-244]			
	Case A1-c	0.23				9.5 [59]	(16963) [82]	13.3 [82]	23675 [82]			25.3 [157]	(45183) [157]	0.8 [5]	(1454) [5]							
実験Case D1 [黒色面]	Case D1	0.93	38.4	22.2	(39689) [138]	1.9 [12]	(3345) [12]	20.4 [126]	(36344) [126]	28.0 [134]	-3.1 [134]	21.6 [134]	(38612) [134]	3.3 [20]	(5815) [20]	13.0	34.4 (10816)	6.1 (10816)	-36.2 [-224]			

\*1: 表の①は放射計算での設定値（内壁をアルミ面とした基本実験Case A1では測定時の放射率を正確に推定できないので今回参考に3種の放射率により放射量の推定を行う）。

③,⑨,⑮は実験での測定値。②,⑩,⑯は実験での測定値。⑤,⑦,⑪,⑬は放射計算及び測定値から求めた計算値。④,⑥,⑧,⑫,⑭,⑰は実物換算値を示す。

\*2: 表中、温度の表示は吹出温度13℃の場合で示している。また、熱流は模型室内に流入する場合を正として表示する。

\*3: 今回、放射熱伝達の算出における相互放射熱伝達は、壁面の均等拡散面を仮定しているため、 $\epsilon h=0.04$ ,  $0.1$  など放射率が低く、鏡面反射が存在している場合には若干の誤差を含む可能性がある。（ここで、 $\epsilon h=0.04$ アルミ普通研磨面、 $\epsilon h=0.1$ ステンレス輝面、 $\epsilon h=0.23$ アルミ酸化面注1））

\*4: 天井面近傍（天井面下5cm:模型スケール）の27点の平均温度。

\*5: 天井面近傍（天井面下5cm:模型スケール）の27点の平均温度。

\*6: ( )及び[ ]内の数値は、実物換算した熱量、風量及び単位面積当たり熱量を示す。尚、実物換算値は縮率を次のように設定した場合である。

模型縮尺  $n_L=0.05$ ,  $n_\theta=1.0$ ,  $n_u=0.22$ ,  $n_Q=0.00056$ 。ただし、放射熱伝達の影響を考慮した場合、実物に対応する相似条件としての信頼性は充分ではない。

\*7: 模型床面に設置した熱流計による測定値。

### 3. 4. 2 模型実験結果

基本実験Case A1及び実験Case D1の壁面温度分布を図-3.1、壁面での熱収支を表-3.1及び図-3.2、鉛直温度分布を図-3.3に示す。

#### (1) 壁面温度分布

基本実験Case A1、実験Case D1ともに鉛直壁面温度はほぼ同じ高さの空気温度に等しいが、吹出口を含む壁面では若干空気温度よりも低くなっている所が見られる。これは、この面より吹出冷気を供給しており冷橋が生じているためと考えられる。また、天井面下部の空気温度に対する天井面温度に着目すると、実験Case D1では3℃高い程度であるのに対し基本実験Case A1では約10℃と差が大きい。

#### (2) 各壁面での放射熱伝達量

天井面、床面での放射熱伝達量の計算結果を表-3.1 ⑦、⑬に、放射計算Case A1c、Case D1の室内各壁面での結果を図-3.2に示す。発熱面である天井面・床面から他面へ放射熱流出。特に高温の天井面で最も大きい。鉛直壁面では他面から放射熱流入。放射計算Case A1a～A1cに関し、下向き熱流面である天井面では、放射率が0.23程度でも相当量の放射熱流出（放射計算Case A1c、表-3.1 ⑦）。一方、上向き熱流面となる床面では放射率が高くなっても相対的に表面温が低く放射熱伝達量は小さい（表-3.1 ⑬）。

#### (3) 各壁面での熱収支（図-3.2）

貫流熱量の測定値（表-3.1 ③、⑨、⑩）と放射熱伝達量の計算値から各壁面での対流熱伝達量を算出。天井面・床面での計算結果を表-3.1 ⑤、⑪に示す。放射計算Case A1a, A1b, A1cで、天井面对流熱伝達量及び天井面温度と天井から少し離れた所の空気温度より対流熱伝達率 $\alpha_c$ を試算するとそれぞれ、2.1, 1.7, 0.9[W/m<sup>2</sup>・℃]となる。実験での熱収支誤差及び放射計算での誤差を含んではいるものの、既往の測定値や放射計算Case D1の場合( $\alpha_c \sim 0.9$ )と比較すると、基本実験Case A1のアルミ面の放射率は0.23程度であったと推定される。図-3.2の放射計算Case D1の結果より、内壁面の放射率の高い空間で、温度成層して上部が高温になった場合、天井流入熱の多くが放射熱伝達により下方に熱輸送されることが分かる。一方床面では、放射計算Case A1c、Case D1ともに対流熱伝達が大きく、放射率の違いによる差は小さい。

#### (4) 鉛直温度分布（図-3.3）

両ケースで鉛直温度分布の傾向はほぼ等しいが、天井面直下の温度勾配は実験

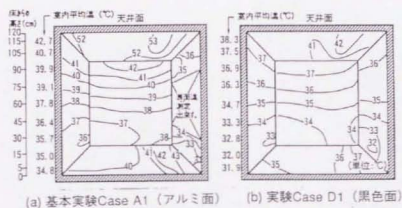


図-3.1 壁面温度分布

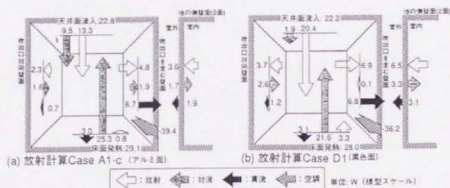


図-3.2 室内各壁表面での熱収支

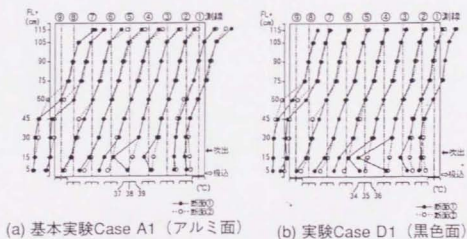


図-3.3 鉛直温度分布

Case D1の方が小さい。また、上下温度差は基本実験Case A1の7.9℃に比べ実験Case D1では6.4℃とやや小さい。これは、両ケースで同程度の熱流を与えているにもかかわらず、上述の様に実験Case D1では天井面からの対流熱伝達量がかなり小さくなっていることに対応する。

#### (5) 壁面放射率 $\epsilon$ の影響に関するまとめ

壁面放射率の違いは壁面での対流・放射の両熱伝達特性に大きな影響を与え、それにより対流熱伝達性状も大きく影響を受ける。特に、温度成層し空間上部での対流熱輸送性状が抑制されて天井表面温度及び近傍空気温度が高温となる場合、天井流入熱の多くは放射により下方に熱輸送される。なお、アルミ輝面は実験中、酸化及びほりの付着等により放射率が変化し厳密な実験を行う際には必ずしも適切ではない。次章ではより定量的な検討を行うために、新規に縮尺1/10実験模型を作成し、室内表面の放射率をほぼ1として放射熱伝達特性を安定化し、また熱収支に関してより精度良く実験を行った結果について述べる。

### 3. 5 放射・対流による室内熱輸送解析と室内温熱環境

#### 3. 5. 1 1/10高精度模型実験の目的

上記検討でも明らかなように壁面での放射・対流熱伝達特性の違いは室内環境に大きな影響を与える。放射・対流熱伝達解析では内表面の放射率が実験期間中一定であることや、室内表面での熱バランスを正確に評価できることが重要である。そこで、この点に関しより定量的に精度の高い検討を行うため、模型縮率を1/10と大きくして熱量に関する縮率を大きくし更に、断熱性等も大幅に向上させた実験模型を新たに作成した。ここでは、この縮尺1/10実験模型を用いて熱収支に関してより精度の高い実験を行い、対流と放射の両熱伝達量の特性をより詳細に分析するとともにその結果として壁面対流熱伝達量の変化が室内の温熱環境形成にどう影響するかを解析・検討する。

#### 3. 5. 2 1/10高精度模型実験概要

##### (1) 模型概要

新規に作成したアトリウム模型の概要を図-3.4に示す。形状はこれまでの1/20模型と同様であるが、模型縮率は1/10と大きくしている。天井面もしくは鉛直壁一面をガラス面としたアトリウム空間を想定している。天井面、床面及び吹出口に対向する壁面では、日射吸収或いは透過による負荷、貫流負荷、人体負荷等の発熱を面状ヒーターにより再現する（実物換算で約198 W/m<sup>2</sup>）。その他の周壁については厚さ200mmのスタイロフォームで十分な断熱を行い、この部分を通じての損失熱を極力少なくしている。模型内の吹出温度は予め温度調整した空気を吹出口近傍に設けた電気ヒーターにより再調整し、正確な温度制御を行う。

吹出・吸込風量はそれぞれ供給、排気ダクト中のオリフィス流量計により測定する。水平レジスターを想定した格子状吹出口（80mm×40mm）により冷気を模型室内低部（床面より0.4mの高さ）に供給する。また床面に接するように設けられた吸込口（1200mm×40mm吹出口の下部）より排出する。断熱壁面を含め各天井、床、壁面の貫流による損失熱は模型各面に貼り付けした熱流計（京都電子工業製）及びスタイロフォーム内に8cmの間隔をおいて設置した熱電対から測定された温度差から測定・算出する。模型内壁全面は黒色塗装（放射率0.93）している。このため実験期間中、汚れ、酸化等による放射率の変化の恐れは小さい。

##### (2) 実験条件

実験は天井面、床面、鉛直壁面の室内流入熱流（壁面発熱量）を変化させて行う。各実験ケースの条件を表-3.2に、室内流入熱流のパターンを図-3.5にそれぞれ示す。







表-3.2 1/10精密模型実験条件<sup>\*1</sup>

*1	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰	⑱
実験ケース	天井面条件				床面条件				吹出対向壁面条件				吹出・吸込条件				*2	備考
	ヒーター投入熱量*4	貫流熱量	対流熱伝達量	放射熱伝達量	ヒーター投入熱量*4	貫流熱量	対流熱伝達量	対流熱伝達量	ヒーター投入熱量*4	貫流熱量	対流熱伝達量	対流熱伝達量	吹出温度	吸込温度	風量	冷房除去熱量	収支誤差*3	
	W (W) *4 (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	℃	℃	kg/h (kg/h)	W (W) (W/m <sup>2</sup> )	%	
実験Case LA	54.9 (17371) (60.3)	-4.1 (-1288) (-4.5)	0.7 (221) (0.8)	50.1 (15862) (55.1)	180.0 (56972) (197.8)	-10.1 (-3202) (-11.1)	112.3 (35552) (123.4)	57.6 (18218) (63.3)	0.0 (0) (0)	-0.5 (-147) (-0.5)	15.7 (4969) (17.3)	-16.2 (-5116) (-17.8)	39.1			-211.0 (-66762) (-231.8)	3.7	基本ケース
実験Case LB	180.0 (56972) (197.8)	-15.0 (-4748) (-16.5)	1.5 (478) (1.7)	160.0 (50642) (175.8)	180.0 (56972) (197.8)	-18.1 (-5741) (-19.9)	147.1 (46556) (161.7)	14.8 (4674) (16.2)	0.0 (0) (0)	-7.1 (-2245) (-7.8)	22.1 (6993) (24.3)	-29.2 (-9238) (-32.1)	13.0	44.9	29.0	-257.5 (-81484) (-282.9)	7.6	天井面からの熱流の大きさの影響
実験Case LC	68.0 (21530) (74.8)	-3.7 (-1178) (-4.1)	-6.9 (-2171) (-7.5)	71.2 (22524) (78.2)	0.0 (0) (0)	-8.5 (-2687) (-9.3)	68.8 (21788) (75.7)	-77.3 (-24475) (-85.0)	180.0 (56972) (197.8)	-8.3 (-2613) (-9.1)	82.5 (26094) (90.6)	89.3 (28265) (98.1)		38.0	18125	-201.7 (-63818) (-221.6)	11.8	壁面熱流熱に基づく上昇流の影響
実験Case LD	180.0 (56972) (197.8)	-8.4 (-2650) (-9.2)	-11.7 (-3717) (-12.9)	183.4 (58040) (201.5)	0.0 (0) (0)	-3.7 (-1178) (-4.1)	60.2 (19064) (66.2)	-64.0 (-20242) (-70.3)	0.0 (0) (0)	2.7 (846) (2.9)	18.5 (5852) (20.3)	-15.8 (-5005) (-17.4)		33.5		-165.5 (-52372) (-181.8)	9.8	床発熱の有無の影響

\*1: 表の①⑤⑨⑬⑯は実験での設定値。②⑥⑩⑭⑱は実験での測定値。③④⑦⑧⑪⑫⑰は放射熱計算及び測定値から求めた計算値。

\*2: 表中、温度の表示は吹出温度13℃の場合で示している。また、模型室内壁表面において表面温度を下げる熱流を負、上昇させる熱流を正として表示する。

\*3: (全ヒーター投入熱+全貫流熱+冷房除去熱) / 全ヒーター投入熱 にて算出。分子は本来0になるべき値。

\*4: ( )内の数値は、実物換算した熱量、風量及び単位面積当たり熱量を示す。尚、実物換算値は縮率を次のように設定した場合である。

模型縮尺 $n_L = 0.1, n_\theta = 1.0, n_u = 0.316, n_Q = 0.00316$ 。ただし、放射熱伝達の影響を考慮した場合、実物に対応する相似条件としての信頼性は充分ではない。

各実験の相互の実験結果の比較から、室内壁面での対流・放射熱伝達特性、上下温度分布、空調居住域高さ（居住域の吸込口温度とほぼ等温となる空間領域の高さ）、吹出気流の拡散性状を検討する。

図-3.5に示す各実験の条件設定、検討目的は以下の通りである。

- 1) 天井面及び床面から熱流入のあるCase LAを基本ケースとする。
- 2) Case LAでの床面の流入熱条件は同一で天井面流入熱を大きくしたCase LB。  
(Case LAとの比較により居住域冷房時における天井部からの熱流の大きさの影響を検討)
- 3) Case LAでの天井面の流入熱条件は同一で床面流入熱を鉛直壁面流入熱に置き換えたCase LC。  
(Case LAとの比較により壁面流入熱流に基づく自然対流（壁面上昇流）の影響を検討)
- 4) Case LBでの天井面の流入熱条件は変えず床面流入熱を無くしたCase LD。  
(Case LBとの比較により床流入熱流の有無の影響を検討)

### (3) 測定項目

測定は所定の条件で実験を開始し、十分定常状態であることを確認した後（各ケースとも条件設定を行い空調運転開始後概ね1～1.5日）、以下の項目について測定を行った。

- 1) 温度はC-C熱電対を使用。空間内温度243点。各吹出・吸込温度、模型室内表面温度を測定。
- 2) 壁貫流熱は熱流計により各壁面中央部1点ずつ（天井面のみ2点）、計7点測定。更に壁貫流熱量の面内分布を詳細に把握するために、壁面の垂直及び水平方向に計40点で熱電対により壁体内温度勾配を測定し、各部での貫流熱量を算出。
- 3) 吹出気流に白煙を混入し、吹出気流の拡散性状をレーザーライトシートで可視化。

### 3. 5. 3 1 / 10 高精度模型実験結果

各実験での熱収支誤差を表-3.2⑪に示す。熱収支誤差は最大でも11%程度で、平均7.5%でありこの種の実験としては高い精度で各熱伝達、熱輸送性状を特定している。

#### 3. 5. 3. 1 壁表面温度分布

各実験の壁面温度分布を図-3.6に示す。

##### (1) 実験Case LA

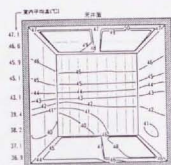
当然のことながらヒータ熱投入面である天井面、床面の温度が高い。特に天井面温度は全壁面温度の中で最も高い。但し、天井面温度は天井面直下0.1mの空気温度より約2℃高い程度なのに対し、床面温度は床面直上0.1mの空気温度より約10℃も高い。鉛直壁面の上下方向の温度分布は6~7℃程度で室内空気の下上温度差10.2℃より小さい。また、鉛直壁面上部の壁面温度は同じ高さの空気温度よりわずかに低いのにに対し、下部の壁面温度は同じ高さの空気温度より高い。

##### (2) 実験Case LB

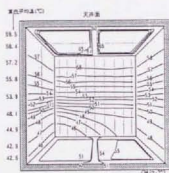
本ケースは天井面流入熱流が実験Case LAのそれより3倍程度大きいケースである。そのため、実験Case LAに比べ天井面温度は当然のことながら高く、他の壁面温度との差も大きい。また、天井面直下の空気温度との差も約5℃と大きい。鉛直壁面の上下方向の温度分布は約11~12℃と大きい、室内空気の下上温度差16.9℃よりは小さい。鉛直壁面上部の壁面温度は、実験Case LAと同様、同じ高さの空気温度より低く、下部表面温度は同じ高さの空気温度より高い。但し、壁面温度と空気温度との差は、実験Case LAより大きい。

##### (3) 実験Case LC

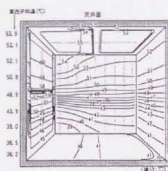
本ケースは実験Case LAの床面流入熱流を吹出対向壁面の流入熱量に置き換えたケースである。そのため、吹出対向壁面上部の壁面温度は全壁面の中で最も高く、その値は60℃と天井ヒータ面の55℃よりも5℃高い。また、この吹出対向壁面温度は上部、下部ともに同一高さの空気温度よりも高い。吹出対向壁面を除く他の鉛直壁面の上下方向の温度分布は約12~15℃と大きい、室内空気の下上温度差17.7℃よりは小さい。吹出対向壁面を除く他の鉛直壁面温度は、他のケース同様、上部では同一高さの空気温度より低く、下部では同一高さの空気温度より高い。天井面温度と天井面直下0.1mの空気温度と比較すると天井ヒータ発熱面の一部では空気温度よりわずか



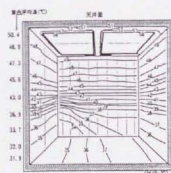
(a) 実験Case LA



(b) 実験Case LB



(c) 実験Case LC



(d) 実験Case LD

図-3.6 壁面温度分布

に高く、天井ヒータ周囲の非発熱面では空気温度より低い。

#### (4) 実験Case LD

本ケースは実験Case LBの床面流入熱流を無くし天井面流入熱流のみとしたケースである。そのため、当然のことながら天井面温度が全壁面中最も高く、天井直下0.1 mの空気温度よりもわずかに高い。また、室内空気の下上温度差(18.9℃)が最も大きいのと対応し、鉛直壁面の上下方向の温度分布は約13~15℃と今回の4ケース中最も大きい。鉛直壁面温度は他のケース同様、上部では同一高さの空気温度より低く、下部では同一高さの空気温度より低い。

### 3. 5. 3. 2 各壁面表面での熱収支

各実験の室内各壁面表面での対流、放射、貫流熱の積分平均値による熱収支を図--3.7に示す。

#### (1) 実験Case LA

天井面流入熱のほぼ全量は放射により下方へ伝達され、対流による空気への伝達は1%未満と極めて少ない。一方床面流入熱は1/3が放射で他面へ熱伝達し、2/3が対流により空気へ熱伝達される。鉛直壁面では下部で大きな放射熱流入。また、壁面上部と下部では対流熱流の向きが逆転する。すなわち、上部では空気から壁面へ、下部では壁面から空気へ熱伝達する。

#### (2) 実験Case LB

天井面発熱が大きくなっても実験Case LAと同様、対流による空気への伝達は極めて少なく、流入熱のほぼ全量が放射により下方へ熱伝達される。一方、床面流入熱の約9割は対流により空気へ熱伝達し、放射による他面への熱伝達は1割程度であり、実験Case LAに比べ放射成分の割合が小さい。鉛直壁面では上部・下部共に放射流入。これは、上部壁面温度と天井面温度との差が実験Case LAでは約3℃、本ケースでは6℃以上と大きいためと考えられる。対流熱流の向きは実験Case LA同様、壁面上部では壁面へ熱流入、下部では壁面から熱流出。

#### (3) 実験Case LC

吹出対向壁面流入熱は放射及び対流により他の壁面及び空気へ熱伝達する。壁面流入熱のうち対流により空気へ熱伝達する割合は、上部では約2割であるのに対し、下部では約8割弱と大きい。また、発熱のない床面においては他面からの放射熱



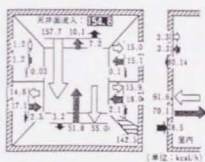
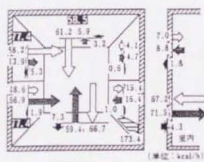
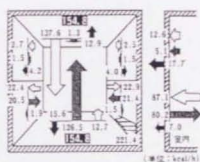
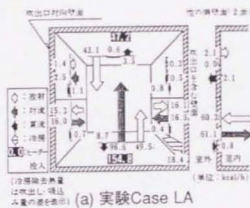


図-3.7 室内各壁表面での熱収支



(室内総流入熱量の約4割弱)を受熱し、空気へ対流熱伝達する。天井面ではその発熱量以上に下方へ放射熱流出、対流によりわずかに熱流入する。<sup>(注3)</sup>

#### (4) 実験Case LD

天井面では発熱量以上に下方へ放射熱伝達され、対流によりわずかに熱流入する<sup>(注4)</sup>。壁面・床面では他面から放射により熱流入し、対流により壁面から空気へ熱流出する。床面における放射受熱量は実験Case LC同様、室内総流入熱量の約4割弱である。

### 3. 5. 3. 3 鉛直温度分布

各実験の鉛直温度分布を図-3.8に示す。

#### (1) 実験Case LA

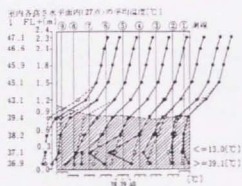
上下温度差(本章では天井面直下0.1m(高さ2.3m)と床面直上0.1mにおける各水平面内27点の平均温度の差を上下温度差とする。以下同様。)は10.2℃で、今回の4ケース中最も小さい。温度勾配についてみると、室内高さ1.5m以上では比較的小さいが、高さ1.5mと1.2m間及び0.9mと1.2m間の温度差はそれぞれ2.0℃、3.7℃と比較的大きい。この高さは後述の白煙を混入した吹出気流の可視化による煙層の上端高さに対応しており、これより下部は吹出冷気による活発な混合域、これより上部は安定した温度成層域であり、領域境界での乱流混合が小さいものと考えられる。

#### (2) 実験Case LB

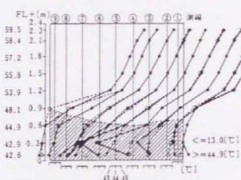
本ケースは天井面熱流を実験Case LAのその約3倍に大きくしたケースである。天井面熱流が大きくなったため当然のことながら、上下温度差は16.9℃で実験Case LA(同温度差10.2℃)より大きく約1.5倍となる。また、室内高さ1.2mと0.9m間の温度差は5.8℃と非常に大きく、上下温度差の約1/3を占める。

#### (3) 実験Case LC

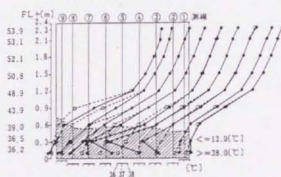
本ケースは実験Case LAでの床面流入熱流を壁面流入熱流に置き換えたケースである。室内総流入熱量は実験Case LAとはほぼ等しいにもかかわらず、上下温度差は17.7℃と実験Case LA(同温度差10.2℃)より1.5倍以上大きく、また、総流入熱量が本ケースより多い実験Case LB(同温度差16.9℃)よりも大きい。また、空間高さ1.2mと0.9m間及び0.9mと0.6m間の温度差はそれぞれ5.0℃、4.9℃と空間高さの1/3程



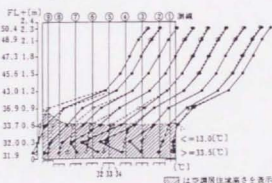
(a) 実験Case LA



(b) 実験Case LB



(c) 実験Case LC



(d) 実験Case LD

図-3.8 鉛直温度分布

度の所で大きな温度勾配が生じている。但し、天井面直下0.1mと1.2mとの温度差は5.0℃で実験Case LA（同4.0℃）よりわずかに大きくなっている程度である。

#### (4) 実験Case LD

本ケースは実験Case LBでの床面流入熱流を無くし、天井面熱流のみとしたケースである。室内総流入熱量は実験Case LBの約半分であるにもかかわらず上下温度差は18.5℃で床発熱のある実験Case LB（同温度差16.9℃）の約1.1倍で今回の4ケース中最も大きい。また、天井面直下0.1mと1.2mとの温度差は7.4℃で実験Case LB（同5.6℃）の約1.3倍と更に大きい。

### 3. 5. 3. 4 空調居住域高さ

大きな上下温度差が生じる空間で室温が居住域の吸込温度とほぼ等しい領域（吸込温度+1℃以内）を空調居住域としその高さを検討する。図-3.8中の斜線で示した領域が各実験での空調居住域であり、この領域の先端が空調居住域高さである。

#### (1) 実験Case LAと実験Case LBの比較（天井面熱流の影響）

床面流入熱量一定で天井面の流入熱が小さい実験Case LAとこれを大きくした実験Case LBの比較より、天井面流入熱は空調居住域高さに大きな影響を与える。即ち、実験Case LAでの空調居住域高さは約1.0mであるが、天井面流入熱が大きい実験Case LBでは空調居住域高さは0.7～0.8mと低い。

#### (2) 実験Case LAと実験Case LCの比較（壁面上昇流の影響）

実験Case LAでの床面流入熱が吹出対向壁面流入熱に置き換わった実験Case LCでは、空調居住域高さは約0.5～0.6mと実験Case LAのその半分程度に低くなる。この理由は、実験Case LAでは床面の対流熱伝達が大きく（112.3W、図-3.7(a)参照）、この対流熱による上昇流により空気混合が助長され、結果として空調居住域空間が広がったと考えられる。これに対し、実験Case LCでは吹出対向壁面での対流熱伝達による壁近傍の熱上昇流は、空間下部の空気混合を起こすことなく、空間上部へ達し上部の温度成層を強めていると考えられる。

#### (3) 実験Case LBと実験Case LDの比較（床面発熱の影響）

床発熱のない実験Case LDと、床発熱があり室内総流入熱が実験Case LBの2倍程

度大きい実験Case LBとの空調居住域高さの差は小さい。即ち、本来室内総流入熱が大きければ温度成層が強くなり、空調居住域高さは低くなると考えられるが、床面発熱に対応して床面からの対流熱伝達量が大きくなり、これによる上昇流により空間下部の空気の混合拡散が助長され、結果として空調居住域空間の大きさは変わらないものと考えられる。

### 3. 5. 3. 5 吹出気流の拡散性状

各実験での吹出気流の拡散性状のスケッチを図-3.9に示す。

#### (1) 実験Case LA

可視化によると吹出気流は浮力の影響により下降し床に沿って流れ、対向壁面での上昇流となる。その後、上昇は抑えられ空間の下部左側に時計回りの弱い循環流(図-3.9の様に吹出口を右に見た場合)を形成する。煙の上部への拡散は抑制され、明確な煙層の境界が観察される。煙層の上端高さは床上約1.2m~1.3m(空間高さの半分より若干高い位置)で4ケース中最も高い位置にまで達する。尚、この高さは上下温度分布で大きな温度勾配が生じている高さに概ね対応しており、この領域における空気の乱れが少なく下部の低温域と上部の高温域との乱流混合が小さいことが示される。

#### (2) 実験Case LB

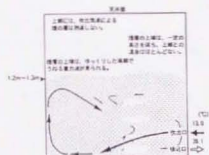
煙層の上端高さは床上1.1m~1.2m(空間高さの半分程度の位置)であり、実験Case LAより0.1m程度低くなっている。今回の4ケース中実験Case LAに次いで2番目に高い。

#### (3) 実験Case LC

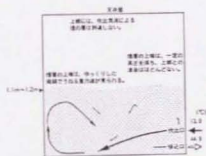
煙層の上端高さは床上1.0m~1.1m(空間高さの半分より低い位置)で4ケース中最も低い。ヒータ投入面である吹出対向壁面のごく近傍で上昇流が見られ、その上昇流は天井面に達した後、水平方向の流れとなる。但し、この流れは空間全体に循環流を生じさせることはない。

#### (4) 実験Case LD

煙層の上端高さは床上1.1m程度(空間高さの半分よりわずかに低い位置)であり、実験Case LB(同高さ1.1m~1.2m)よりもわずかに低い程度である。



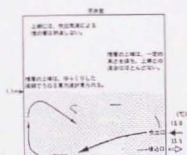
(a) 実験Case LA



(b) 実験Case LB



(c) 実験Case LC



(d) 実験Case LD

図-3.9 吹出気流の拡散状況スケッチ

#### [モデルアトリウム空間の温熱環境形成の基本的な構造に関する考察]

以上のことから、居住域冷房時のモデルアトリウム空間内の熱移動、温熱環境形成の基本的な構造は次のように説明できる。

日射吸熱等による天井ガラス面あるいは鉛直ガラス壁面上部での発熱は周辺（空間上部）の空気温度の上昇をまねく。この高温空気が本報の実験のように外部へ排出されなければ天井面及び上部壁面温度と空気温度との差が小さくなり、発熱はほとんど空気へ対流熱伝達されなくなり、天井面では発熱のほぼ全量が、上部壁面では約8割が放射により、空間下方へ伝達される。一方、床面での透過日射等による発熱や空間上部からの放射受熱は床面温度を上昇させるが、空間下部（冷房域）の低温の空気との温度差により、床面発熱はこの空気に対流熱伝達される。床面で暖められた空気は浮力で上昇するとともに周辺空気とよく混合し、床面近傍の空調居住域を拡大させる。領域の拡大はそれだけ空調負荷が増大する可能性があることが示唆される。

これらのことから、夏期アトリウム空間での省エネルギー的な空調には、上部高温空気の排出、天井・壁面上部から床面への放射熱移動の低減（金属など放射率の小さい部材の使用）などの工夫が有効な手段の一つと考えられる。



### 3. 6 第3章結論

居住域冷房を行うモデルアトリウムを対象として、室内流入熱が放射・対流によりどのように分配伝達され室内の温熱環境を形成するかを検討するための模型実験、放射解析を行い、以下の結論を得た。

- 1) 模型縮率を大きく、熱量に関する縮率も大きくし、断熱性も向上させた新たな実験模型を用いることにより、熱収支誤差が約10%未満となり、極めて精度の良い実験が実現された。
- 2) 模型内壁面を全て放射率が既知の黒色面とすることにより実験期間中を通して表面の汚れ、酸化等による放射率変化が抑えられ、壁面間の放射熱伝達量を正確に求めることが可能となる。これにより各壁面の対流・放射伝達熱の出入りの構造をより精度良く明らかにすることができた。
- 3) 天井面での流入熱量のほぼ全量は放射により下方の壁面や床面に熱伝達され、対流により天井付近の空気に熱伝達される量は1%未満と極めて少ない。ただし、この天井面からのわずかな対流熱により室内の上下温度分布極めて大きくなる。
- 4) 床面での発熱では、発熱の7割以上が空気に対流熱伝達する。また、発熱のない床面においても、天井面、壁面上部からの放射熱（室内総流入熱量の約4割弱）を受熱し、空気に対流熱伝達する。これら床面からの熱流入は、空間下部の混合を促進し上下温度分布をなだらかにする。
- 5) また、鉛直壁面からの流入熱は、上部ではほぼ2割が空気に対流熱伝達され、下部では約8割弱が空気に対流熱伝達される。この壁面からの対流熱で生じる熱上昇流は空間上部に滞留し、大きな上下温度分布を生じさせる。
- 6) 空調居住域高さは、この上下温度分布とよく対応し、天井面、鉛直壁面からの熱流入が大きいとき、空調居住域高さが低くなり、床面からの熱流入が大きいとき、空調居住域高さが高くなる。

### 第3章 注

注1) 本実験で採用した黒色塗装他の赤外線放射率は、東京ガス(株) エネルギー技術研究所の協力により測定されたものである。

注2) 前章の実験Case A1でのアルミ面についても、均等拡散面を仮定して放射解析を行う。これは実験時のアルミ面は必ずしも輝面ではないと考えられることによるが、均等拡散面を前提として計算を行うGebhartの吸収係数を用いているので、鏡面反射の存在による相応の誤差を含む。

注3) 天井面直下5mmの空気温度は53.9℃で天井表面平均温度53.8℃より僅かに高く(図-3.6(c))、対流熱流の向きは天井面での熱収支から求められた結果と一致。尚、吹出対向面上部の表面温度は60.5℃であり(図-3.6(c))、この高温面で生じた暖気により天井直下の空気温度が高くなっているものと考えられる。

注4) 天井面直下1mmの空気温度は55.4℃、天井ヒータ面平均温度56.6℃(図-3.6(d))であり、対流熱流の向きは天井面熱収支から求められた結果と一致しない。ただし、天井面には発熱面でないヒータ周囲領域が存在し、その領域の平均温度は52.3℃であり、面積の比はヒータ発熱面:周囲非発熱面 $\approx$ 7対3である(図-3.6(d))。本実験での下向熱流の対流熱伝達率を $1\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$ 、上向熱流のそれを $4.7\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$ として天井全面での対流熱伝達量を推定すると $(1.2^\circ\text{C}\times 1\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2\times 2.88\text{m}^2\times 0.7) - (3.1^\circ\text{C}\times 4.7\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2\times 2.88\text{m}^2\times 0.3) = -10.1\text{W}$ (下向きを正)と空気から天井面に対流熱伝達している結果となり天井面熱収支から求められる対流熱流の向きと一致。伝達量も概ね対応する。

補注) 本研究での実験は壁貫流熱量が無視できる条件で熱量を壁面に与える実験を行っており、この場合の熱流の境界条件に関する相似則を考える。空気の温度差(分布)の縮率を $n_g$ 、壁表面温度と空気の温度差の縮率を $n_{gwl}$ 、壁表面間の温度差の縮率を $n_{gw2}$ とすると、熱流の境界条件に関する縮率の関係は次の3式となる。すなわち、吹出・吸込熱量に関する縮率の関係式: $n_q = n_g \cdot n_g \cdot n_\ell^2 \dots (3.5)$ 、壁面での対流熱伝達量に関する縮率の関係式: $n_q = n_{gc} \cdot n_{gw1} \cdot n_\ell^2 \dots (3.6)$ 、壁面間の放射熱伝達量に関する縮率の関係式: $n_q = n_{gr} \cdot n_{gw2} \cdot n_\ell^2 \dots (3.7)$ の3式である。熱流境界条件を模型と実物で対応させるには、 $n_u \cdot n_g \cdot n_\ell^2 = n_{gc} \cdot n_{gw1} \cdot n_\ell^2 = n_{gr} \cdot n_{gw2} \cdot n_\ell^2 \dots (3.8)$ が要求される。本実験では室内気流に関する熱流の境界条件すなわち、(3.5)式及び(3.6)式の成立を相似実験の基本条件と考える。(3.5)式、(3.6)式より $n_g \cdot n_g = n_{gc} \cdot n_{gw1} \dots (3.9)$  今回の実験では $n_g=0.316$ 、 $n_{gc}=1.0$ を想定しているので $n_g=1.0$ に對し、 $n_{gw1}=0.316$ を課すことが必要とされる。これは対流熱伝達が生じる固体壁近傍の温度境界層において、模型では実物より0.316倍小さい温度差を課

す、すなわち、模型では実物より表面温度がより空気温度に近いように制御することが必要とされる。これは実物と模型で壁表面温度分布の相似性を崩すことを意味する。このことは、①固体壁表面温度が既知で、模型と実物の対流熱伝達率比が既知であれば、模型壁表面温度を制御することで室内の気流性状を検討する模型実験が可能となること、および②放射熱伝達に関しては壁表面温度の相似性が崩れているのでこれを正確に再現する模型実験は不可能となること、を意味する。本実験は、壁面の表面温度分布の相似性の保証がないため放射熱伝達量の相似性が保証されず、対流熱伝達量の壁面分布の相似性は必ずしも得られていない。しかし、模型実験で得られた壁表面温度分布に対応する実物の壁表面温度分布、室内空気温度分布、気流性状は相似比に関する(3.1),(3.2),(3.5),(3.6)式及び模型での対流熱伝達率を用いて実物に換算することが可能である。この場合、実物換算される対流熱伝達量分布と壁面温度分布から得られる放射熱伝達量分布は、放射熱伝達に関する模型と実物の相似条件を満足していないので、両者バランスせず模型では断熱条件により熱貫流零の条件を課したが、実物換算値では対流熱伝達量、放射熱伝達量の差が壁面の熱貫流分に相当することになる。今回の模型実験では、この実物換算された壁面熱貫流は、実用上あまり大きな値とならないことから模型と実物では近似的に放射も含めて相似条件が概ね成立しているものとして室内の温度分布を検討する。

### 第3章 記号の説明

$A_i$	: i面の面積	$[m^2]$
$B_{ij}$	: Gebhartの吸収係数	$[-]$
$n_\ell$	: 長さの縮率	$[-]$
$n_Q$	: 熱量の縮率	$[-]$
$n_u$	: 速度の縮率	$[-]$
$n_\theta$	: 空気温度差の縮率	$[-]$
$n_{\theta 1}$	: 壁表面温度と空気温度差の縮率	$[-]$
$n_{\theta 2}$	: 壁表面間の温度差の縮率	$[-]$
$q_{ci}$	: i面での対流熱伝達量	$[W/m^2]$
$q_{ri}$	: i面での放射熱伝達量	$[W/m^2]$
	$q_{ri} = \varepsilon_i \sigma \sum_{j=1}^N B_{ij}(T_j^4 - T_i^4)$	
	$\approx \varepsilon_i 4 \sigma T_m^3 \sum_{j=1}^N B_{ij}(T_j - T_i)$	
$T_i$	: i面の絶対温度	$[K]$
$T_m$	$T_m = \left( \sum_{j=1}^N A_j T_j \right) / \sum_{j=1}^N A_j$	
$\alpha_c$	: 対流熱伝達率	$[W/m^2 \cdot ^\circ C]$
$\alpha_r$	: 放射熱伝達率	$[W/m^2 \cdot ^\circ C]$
$\Delta \theta_{w1}$	: 壁表面温度と空気温度差	$[^\circ C]$
$\Delta \theta_{w2}$	: 壁表面間の温度差	$[^\circ C]$
$\varepsilon_i$	: i面の赤外線放射率	$[-]$
$\sigma$	: ステファン・ボルツマン定数	$[W/(m^2 \cdot K^4)]$
	$5.67 \times 10^{-8}$	

### 第3章 参考文献

- 1) 村上周三、加藤信介、横井睦己、近本智行：アトリウム空間内の熱・空気流動性状に関する実験並びにCFDによる解析、第1報-模型実験による冷房時の熱・空気流動性状の検討、空気調和・衛生工学会論文集、1997年1月予定
- 2) 勝田高司、土屋喬雄：室内空気分布の模型実験法に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集、1981年
- 3) 村上周三、加藤信介、大森敏明、崔棟皓、小林光：複雑形状室内空間における熱環境場の対流、放射連成シミュレーション 生産研究、1992年2月
- 4) B. Gebhart : A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Transactions, Vol.65, 1959

## 第4章

放射熱伝達を連成した  
暖房時の高精度模型実験



## 第4章 放射熱伝達を連成した暖房時の高精度模型実験

### 4.1 はじめに

前章までに、モデルアトリウム空間を対象とした冷房時の模型実験を行い、室内壁面からの流入熱が放射及び対流によりどのように分配伝達され、結果として壁面对流熱伝達量の変化が室内の温熱環境形成にどう影響するかを検討してきた。本章では、冬期、ガラス面からの貫流損失熱（冷熱流入）のある温風吹出暖房を行うモデルアトリウムを対象として、冷熱侵入位置、吹出温風が室内壁面での放射・対流伝達特性及び室内温熱環境に及ぼす影響に関して模型実験、放射解析により検討を行う。

### 4.2 暖房実験概要

#### 4.2.1 実験模型概要

今回実験を行ったモデルアトリウム模型の概要を図-4.1に示す。模型縮尺は1/10。形状は前章で解析したモデルアトリウムと同一であるが、今回冬期暖房時を対象としており、壁面熱流条件、空調条件を変更している。屋根もしくは鉛直壁面の一部がガラス面であるアトリウム空間を想定している。壁面の天井・吹出対向壁面には冷却パネルを設置し、ガラス面からの貫流損失熱（冷熱流入）による負荷を再現。周壁は厚さ200mmのスタイロフォームで十分な断熱を施し、この部分を通じての損失熱を極力少なくしている。模型内壁全面は黒色（放射率0.93）塗装している。表面温度測定により放射熱伝達解析を行い、壁貫流熱測定値と合わせて各面における対流熱伝達量を算出。尚、以下投入熱量、測定値等は全て実物換算値ではなく模型実験値を示す。

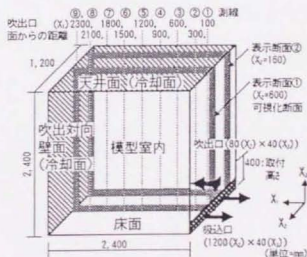


図-4.1 アトリウム模型概要 (温風吹出)

#### 4. 2. 2 冷却パネル概要

今回の暖房模型実験の冷却壁面に使用した冷却パネルの構造を図-4.2に示す。銅板(厚さ2mm)の裏面に冷却されたブラインが流れる構造となっており、銅板を介して冷却ブラインの冷熱が模型室内へ伝達される。冷却ブラインの通水経路は対向する往還流路が隣接する様になっており、室内側銅板表面での温度の均一化を図っている。壁面及び天井面はともにこの冷却パネル2面で構成されており、各パネル別に供給冷熱量を調整することが可能となっている。供給冷熱量は各冷却パネルの冷却ブライン出入口温度差及び流量から算出する。出入口温度の測定は白金測温抵抗体により、流量の測定は体積式流量計により行っている。

なお、冷却パネルを用いた実験では、パネル表面での温度はほぼ一様となるが熱流の均一性は保証されない。これは、第3章の冷房実験におけるヒータ発熱において発熱面の熱流の均一性は保証されるが、表面温度の均一性が保証されないのと対照的となっている。

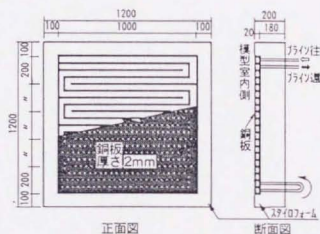


図-4.2 冷却パネルの構造

#### 4. 2. 3 実験条件

今回実験を行った実験ケースの流出熱流パターンを図-4.3に、実験条件を表-4.1に示す。

吹出対向壁面より熱流出（冷熱流入）のあるケースを基本ケースとし、壁面流出熱位置を天井面に変えたケース及び温風吹出条件（吹出Ar数）を変えたケースの計3ケース実施した。

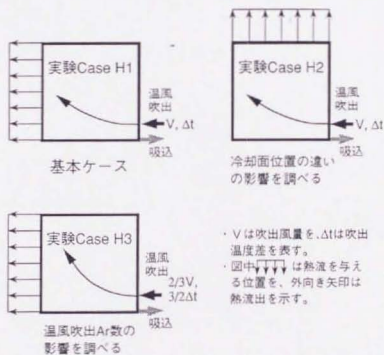


図-4.3 流出熱流パターンと吹出条件

表-4.1 検討ケースと実験条件\*1

	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯	⑰	⑱				
	天井面条件 (kcal/h)				吹出対向壁面条件 (kcal/h)				床面条件 (kcal/h)				吹出壁面+側壁②面の合計				吹出・吸込条件 *2					
実験ケース	冷却 熱量+4	貫流 熱量	対流熱 伝達量	放射熱 伝達量	冷却 熱量	貫流 熱量	対流 熱伝達量	放射熱 伝達量	貫流 熱量	対流熱 伝達量	放射熱 伝達量	貫流 熱量	対流熱 伝達量	放射熱 伝達量	貫流 熱量	対流熱 伝達量	放射熱 伝達量	吹出 温度 (℃)	吸込温 度(℃)	風量 (kg/h)	暖房 熱量 (kcal/h)	熱+3収 支誤差 (%)
Case1	0.0	+1.91	+10.08	-11.99	-192.39	+6.60	+105.24	+80.55	-2.01	-3.17	+5.17	-3.13	+76.89	-73.71	48.18					25.15	169.24	10.3
Case2	-168.38	+6.45	+77.56	+84.37	0.0	-0.60	+15.43	-14.86	-3.21	+3.03	+0.18	-3.98	+72.77	-69.73	48.00	20.00					167.92	1.1
Case3	0.0	+1.05	+12.14	-13.19	-167.23	+5.98	+78.67	+82.58	-2.83	-5.88	+8.71	-6.40	+84.47	-78.09	59.63					16.35	157.15	7.3

表の①、⑤、⑨、⑬は実験での設定値。②、⑥、⑩、⑭、⑰、⑱は実験での測定値。③、④、⑦、⑧、⑪、⑫、⑬、⑮、⑯は放射熱計算及び測定値から求めた計算値。

①表中、温度の表示は吸込温度20℃の場合で示している。また、模型室内表面において表面温度を下げる熱流を負、上昇させる熱流を正として表示。

②各実験ケースにおける吹出Ar数は、Case1:0.00933, Case2:0.00927, Case3:0.02895 (吹出Ar数 =  $g \cdot \beta \cdot \Delta\theta \cdot l / U_m$ ,  $g$ : 重力加速度、 $\beta$ : 体積膨張係数、 $\Delta\theta$ : 吹出吸込温度差、 $l$ : 吹出口高さ、 $U_m$ : 吹出風速)

③(全冷却熱量+全貫流熱量+暖房供給熱量)/全冷却熱量にて算出。分子は本来0になるべき値。

④単位面積当りの室内へ流入する熱量は、Case2の場合実物換算値で、天井面冷却熱量=約180kcal/m<sup>2</sup>h。(縮率を次の様に設定した場合(模型縮尺 $n_L=0.1$ 、温度差 $n_\theta=1.0$ 、風速 $n_U=0.316$ 、熱量 $n_Q=0.00316$ )。但し、Reynolds数、Rayleigh数等が実物と模型で一致しないことや放射熱も相似である保証はないので対流熱伝達率の相似性が保証されず、壁面温度、伝達熱量等は実物との相似条件を必ずしも満たしておらず、実物に換算する際の信頼性は十分ではない。)

#### 4. 2. 4 測定項目

- 1) 空気温度：T型（C-C）熱電対。
- 2) 壁表面温度：T型熱電対及び赤外線放射温度計。
- 3) 壁貫流熱：熱流計センサー及び断熱材壁面内の温度勾配から算出。
- 4) 気流の可視化：L. L. Sにより吹出気流、吹出対向壁面下部の気流を観察。

#### 4. 3 実験結果

実験で測定された各壁面の対流・放射・貫流熱量を表-4.1に示す。熱収支誤差は最大10%で、この種の実験としては精度の高い実験が実現されたと判断される。

##### 4. 3. 1 気流可視化結果

各実験での吹出気流の拡散性状のスケッチを図-4.4に、吹出対向壁面下部における気流の拡散状況を写真4.1にそれぞれ示す。

###### (1) Case H1

吹出温風気流は浮力の影響により上昇し吹出対向壁面の中央高さ付近に衝突、拡散上昇し天井面に達した後、天井面直下を吹出壁面に向う流れを形成する。空間上部ではこの時計周りの循環流が観察される。吹出気流に混入した煙はこの循環流に沿って速やかに拡散し空間内全体に様な分布となる。また、冷却壁面下部近傍で発生させた煙は冷却壁面近傍での冷気の下降流によりゆっくり床面へ下降し、その後床面に沿って流れ吸込口へ移動する（コールドドラフト）。

###### (2) Case H2

吹出温風気流の軌跡はCase H1とほぼ等しく、吹出対向壁面中央高さ付近に衝突し、天井面に達した後天井面直下を吹出壁面に向かう流れとなる。ただし、この天井面に沿って折り返す流れは吹出壁面の手前から降下する。これは、冷却天井面からの冷気の下降流によるものと考えられる。また、吹出対向壁面下部で発生させた煙は極めてゆっくりと室内へ拡散し、Case H1で見られたコールドドラフトは観察されない。

###### (3) Case H3Case H

本ケースの吹出Ar数は前2ケースより大きく、吹出温風気流の軌跡は前2ケースと異なる。すなわち、吹出温風気流は浮力の影響を強く受け、吹出対向壁手前でかなり強く上昇し吹出対向壁面に衝突することなく天井面との隅角部に到達、拡散し、天井面下部を吹出壁面へ向かう流れとなる。また、吹出対向壁面下部で発生させた煙の可視化によると壁面近傍においてかなり強い下降流が発生しており、その後床面近傍を沿う流れを形成する。



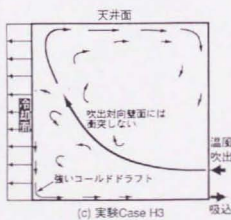
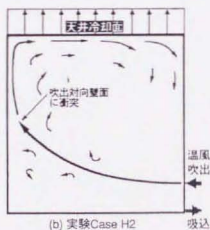


図-4.4 気流の拡散状況  
(スケッチ)

写真-4.1 吹出対向壁面下部  
における気流の拡散状況

#### 4. 3. 2 鉛直温度分布

各実験の鉛直温度分布を図-4.5に示す。

##### (1) Case H1とCase H2の比較

Case H1, Case H2の上下温度差はそれぞれ2.0℃、0.2℃で、Case H1がかなり大きい。これはCase H1では鉛直冷却パネル壁面近傍で発生した冷気流（コールドドラフト）が床面付近に流れ込み、床面付近の空気温度が低下しているためである。一方、Case H2では冷却パネル面が天井面即ち水平面であるため局所的に顕著なコールドドラフトが発生することなく冷熱は室内に拡散されたと考えられる。すなわち壁面から冷熱の侵入がなく天井面のみ冷熱が侵入する場合、暖房時には上下の温度分布が生じにくいものと考えられる。

##### (2) Case H1とCase H3の比較

Case H3の上下温度差は3.6℃とCase H1（2.0℃）に比べ大きく床面付近の空気温度低下が大きくなっている。これは、吹出温風気流が冷却壁面で発生するコールドドラフトを打ち消す程度が小さくなったためである。すなわち、Case H3の吹出Ar数はCase H1に比べ大きく、吹出温風気流は浮力の影響をより強く受け、図-4.4（c）に示すように、対向壁面にほとんど衝突することなく天井面に到達する。そのため、冷却壁面近傍で生ずるコールドドラフトは天井付近から床面まで吹出気流に妨げられることなく一貫して下降し、床面付近に冷気がより多く流れ込んだためと考えられる。壁面から冷熱が侵入する場合、吹出空気の慣性力が小さく室内空気を攪拌する能力が小さいと上下に温度分布が生じる。

#### 4. 3. 3 壁面表面温度分布

各実験の壁面表面温度分布を図-4.6に示す。

##### (1) Case H1

床表面温度は冷却パネル面に近い所ほど低い分布を示している。即ち、冷却パネル面近くで16.6℃、吹出壁面（吸込面）近くで19.1℃であり約2.5℃の面内温度差である。これは、冷却パネル面に近いほど冷却パネル面で生じたコールドドラフト及び冷放射の影響を強く受けるためである。一方、天井面においては温度分布は約0.5℃でかなり均一な温度分布を示している。また、側壁面では冷却壁面付近の下部で最低温度を、吹出壁面付近の上部で最高温度を示す分布となる。また、それらの値は同じ高さの空気温度より低い。吹出壁面においてはほぼ均一な温度分布を示す。

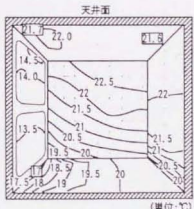
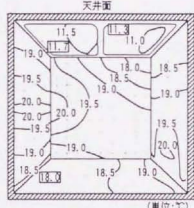
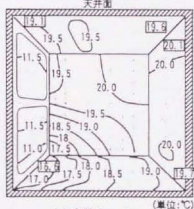
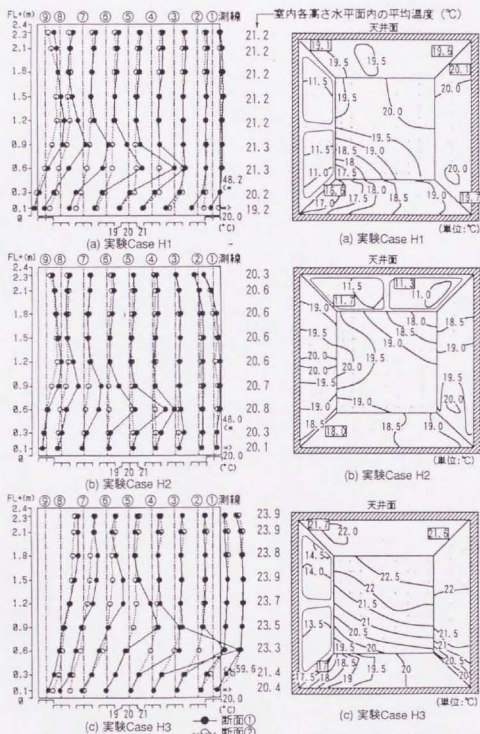


圖-4.5 鉛直溫度分布

图-4.6 壁面温度分布

## (2) Case H2

床表面温度分布差は約 $1.0^{\circ}\text{C}$ とCase H1に比べ小さい。これは、本ケースではコールドドラフトの発生がなく、冷放射の影響も天井面から均等に受けるためである。また、吹出対向壁面では吹出温風が衝突する $1.2\text{ m}$ （天井高さの半分）付近で温度が高く天井及び床付近で温度が低くなっている。側壁面においても吹出対向壁面での吹出温風の衝突拡散により吹出対向壁面側の $1.2\text{ m}$ 付近が高く、天井面及び床面近くで低い。吹出壁面では天井面に近いほど温度が低い。

## (3) Case H3

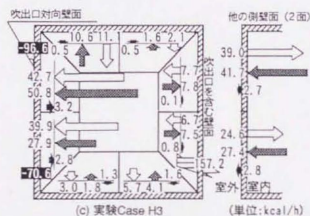
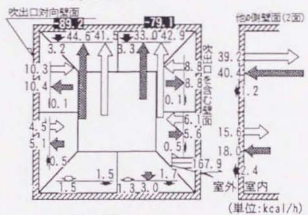
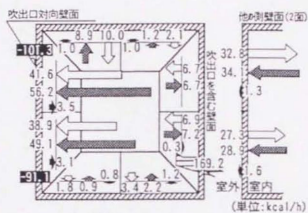
床表面温度分布はCase H1と同様に冷却パネル面に近い所ほど低い温度を示し、面内温度差は $3.0^{\circ}\text{C}$ とCase H1より大きくなっている。一方、天井面温度分布は極めて均一であり、面内温度差はCase H1の $0.5^{\circ}\text{C}$ よりさらに小さく $0.3^{\circ}\text{C}$ 程度である。これは、本ケースでは温風吹出が天井面の冷却壁面付近に到達するため冷却面である吹出対向壁面からの冷放射の影響を相殺しているためと考えられる。側壁面の分布はCase H1と同様であるが面内温度分布は大きくなっている。吹出壁面では上下方向に $2.0^{\circ}\text{C}$ 程度の分布を示す。

### 4. 3. 4 各壁面の熱収支

各実験の室内各壁面表面での対流、放射、貫流熱の積分平均値による熱収支を図-4.7に示す。なお、冷却パネル面は表面の温度はほぼ一様であるが、熱流が一様の保証はない。この意味でここでの比較は冷房実験の場合と異なるので注意。

#### (1) Case H1

冷却面である吹出対向壁面には放射及び対流により他の壁面及び空気から熱伝達される。放射と対流の割合は壁面上部、下部ともに対流により約6割、放射により約4割である。吹出温風が衝突する上部の冷却熱量が下部よりも1割程度大きくなっている（パネル上部・下部の各冷却ライン流量は等しく設定。冷却ライン出入口温度差が上部で大きくなっている）。吹出対向壁面以外の鉛直壁面および天井面では、空気から壁面へ対流熱流入、他の壁面（冷却壁面）へ放射熱流出している。一方、床面においてはその値は僅かながら壁面から空気へ対流熱流出、他の面から放射熱流入となっている。これは、鉛直冷却壁面で生じたコールドドラフトが床面に流れ込み床面ごく近傍において局所的に床表面温度より低い気温の最小値が存在しているためである。床面近傍空気温度分布の詳細な測定結果を図-4.8<sup>3)</sup>に示す。床面での熱収支から求められた対流熱流の向きと図-4.8の気温分布から求められる熱流の向きは一致している。



◇:放射 ◀:対流 ◆:伝導 0.0:冷却  
⊕:暖房(吹出・吸込熱量の差を表示)

図-4.7 室内各壁表面での熱収支



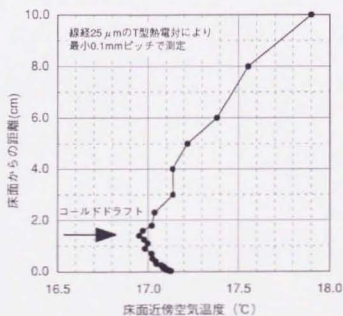
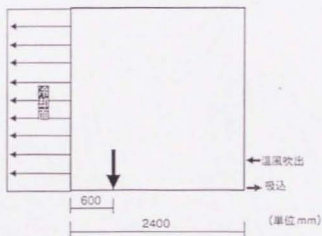


図-4.8 床面近傍の空気温度の測定 (暖房実験Case H1)



## (2) Case H2

冷却天井面には放射及び対流により他の壁面及び空気から熱伝達する。吹出対向壁面寄り天井面の対流熱伝達量は吹出壁面寄りのそれに対して、約3割大きくなっている。この増加分に対応して吹出対向壁面寄りの冷却熱量も大きくなっている。放射熱伝達量は、吹出対向壁面寄りで小さいが吹出壁面寄りとの差は少ない。他の壁面では空気から壁面へ対流熱流入、他の壁面へ放射熱流出している。その程度は天井面に近い壁面で大きく、床面近傍では小さくなる。

## (3) Case H3

冷却面である吹出対向壁面には放射及び対流により他の壁面及び空気から熱伝達される。冷却壁面空間上部の対流熱伝達量は、下部のそれに比べ、2倍程度大きい。この増加分に対応して、冷却壁面上部の冷却熱量も大きくなっている。これは、空間上部の空気温度が、空間下部のそれよりも高く、従って冷却壁面表面温度と空気温との温度差が大きくなっているためである。さらに、冷却壁面下部では上部よりもコールドドラフトが成長し、相対的に空気温と壁面温との温度差が小さくなっているためでもあると考えられる。床面においてはCase H1と同様、床面から空気へ対流熱伝達し、その値はCase H1よりも大きい。これはCase H1と同様、床面近傍に局所的な温度の最小値が存在しているものと考えられる。

#### 4. 4 第4章結論

冬期、ガラス面からの貫流損失熱（冷熱流入）のある温風吹出暖房を行うモデルアトリウムを対象として、冷熱侵入位置、吹出温風が室内壁面での放射・対流伝達特性及び室内温熱環境に及ぼす影響に関して模型実験、放射解析を行い、以下の結論を得た。

- 1) 表面温均一な冷却パネルを用い、精度の良い実験（熱収支誤差が約10%未満）が実現された。
- 2) 空間内各面の対流・放射伝達熱の出入りの構造を明らかにした。冷却パネル面では放射及び対流により熱流入し、断熱面では対流により熱流入、放射により熱流出する。ただし、コールドドラフトが流れる床面では対流により壁面から空気へ熱伝達する。
- 3) 鉛直冷却面を有するケースではコールドドラフトの発生により上下温度分布、壁面温度分布が大きくなる。
- 4) 天井面のみ冷却し壁面、床が良く断熱されると室内温度は均一となる。
- 5) 壁面での熱収支の結果によれば、パネル面温度一定の場合（これは実現象とも近い）上部から逃げる熱量が多い。

#### 第4章 参考文献

- 1) 横井睦己、村上周三、加藤信介、安藤雅敏：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究（その11）暖房時の熱・空気流動に関する精密模型実験、日本建築学会関東支部研究報告集、1994年3月
- 2) 安藤雅敏、村上周三、加藤信介、横井睦己：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究（その12）暖房時の熱・空気流動に関する精密模型実験、日本建築学会大会学術講演梗概集、1994年9月
- 3) 羽生太、村上周三、加藤信介、横井睦己：実大居室モデルにおける暖房時の各面の対流熱伝達率の測定、日本建築学会大会学術講演梗概集、1994年9月

## 第5章

### 冷房時における吹出・吸込方式の影響 に関するCFD解析

## 第5章 冷房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析

### 5.1 はじめに

前章までに、冷暖房時のモデルアトリウム空間を対象に縮尺模型実験により空間内の空気流動、熱移動について基礎的な検討を行った。本章では、大空間の空調設計のための設計データ集を整備する目的で、夏期冷房時のアトリウム空間において吹出・吸込方式などの要因の違いが、気流・温度分布に与える影響を数値解析により系統的に検討する。

### 5.2 解析概要

#### 5.2.1 対象空間

鉛直ガラス壁1面を持つアトリウム空間[全空間冷房負荷198W/m<sup>2</sup>、居住域(床4mまでの)冷房負荷は103W/m<sup>2</sup>]を解析。基本ケース(CA-1)の空間の概要を図-5.1に示す。

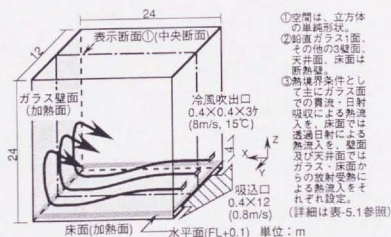


図-5.1 解析対象アトリウム概要 (冷房基本ケース CA-1)

## 5. 2. 2 影響要因と解析ケース

今回、空間の気流温度分布性状に影響を与える要因として考慮したのは、

- 1) 吹出高さ、
  - 2) 上部排気風量、
  - 3) 吹出7時メデス(Ar)数
- の3つである。

解析ケース、解析条件を図-5.2、表-5.1にそれぞれ示す。CFD(数値解析)は3次元標準k-εモデルに基づく。熱境界条件として主にガラス壁面での貫流熱・日射吸収熱、床面では透過日射を想定した熱流入をそれぞれ与えている。尚、総吹出風量、総吸込風量、総熱負荷は全てのケースで同一である。

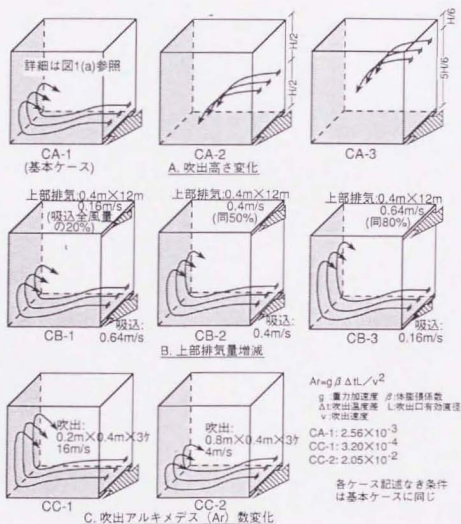


図-5.2 解析ケース



表- 5.1 CFD解析条件

流入境界	吹出速度 $U_{in}=8\text{m/s}$ (但し、CC-1:16m/s, CC-2:4m/s)。 $k_{in}=1/2(U_{in}\times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_\mu k^{3/2}/l_{in}$ , $l_{in}$ は吹出口のせいり。 吹出温度 $\Theta_{in}=15^\circ\text{C}$
流出境界	下部吸込速度 $U_{out}=0.8\text{m/s}$ (但し、CB-1:0.64m/s, CB-2:0.4m/s, CB-3:0.16m/s)。 上部排気速度 CB-1:0.16m/s, CB-2:0.4m/s, CB-3:0.64m/s。 $k_{out}=\epsilon_{out}=\Theta_{out}$ はフリースリップ。
壁面境界	(速度) 一般化対数則。(温度) 流入熱量を以下のように設定 <sup>注1)</sup> ガラス面:上部 $28\text{W/m}^2$ ,下部 $99\text{W/m}^2$ 周壁面:上部 $0\text{W/m}^2$ ,下部 $28\text{W/m}^2$ 天井面 $2\text{W/m}^2$ 床面 $63\text{W/m}^2$ 以上全て壁面から空気への熱流入である (上部とはFL+12m以上天井面まで。下部とは床面からFL+12mまでの領域)
計算条件	XYZ座標系は図5.1参照。直交メッシュを使用。(CA-1:32(X)×19(Y)×41(Z) =24928メッシュ) 移流項はQUICKスキーム。Y方向については空間の 対称性を利用して半分の領域のみを計算。

表-5.2 標準k-εモデルの基礎式

(Momentum-eq.)	$\frac{DU_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - u_i u_j) - g_i \beta \cdot \Theta$	(1)
(k-eq.)	$\frac{Dk}{Dt} = D_k + P_k + G_k - \epsilon$	(2)
(ε-eq.)	$\frac{D\epsilon}{Dt} = D_\epsilon + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k + C_{\epsilon 2} G_k - C_{\epsilon 2} \epsilon)$	(3)
(θ-eq.)	$\frac{D\theta}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\frac{\nu}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial x_j} - u_j \theta)$	(4)
	$P_k = -u_i u_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$	(5)
	$G_k = -g_\beta \cdot \beta \cdot u_j \theta$	(6)
	$D_k = \frac{\partial}{\partial x_j} \{ (\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \}$	(7)
	$D_\epsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \{ (\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \}$	(8)
	$\overline{u_i u_j} = -\nu_t (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) + \frac{2}{3} k$	(9)
	$\overline{u_i \theta} = -\frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i}$	(10)
	$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$	(11)
	$\sigma_k: 1.0 \quad \sigma_\epsilon: 1.3 \quad \sigma_\theta: 0.9 \quad C_\mu: 0.09 \quad C_{\epsilon 1}: 1.44 \quad C_{\epsilon 2}: 1.92 \quad C_{\epsilon 3}: 1.44 \quad (G_k > 0), 0.0 \quad (G_k \leq 0)$	
	(The value of $C_{\epsilon 3}$ is after Viollet.)	

### 5. 3 解析結果

#### 5. 3. 1 吹出方式の影響(図-5.3、5.4)

##### (1) 冷房基本ケースCA-1

本ケースは壁面の下部(床上4m:空間高さの1/6)より冷気を吹出し、居住域冷房を意図したものである。吹出冷気は浮力の影響を受け床面に下降、ガラス壁に達した後上昇となり、空間高さの半分程度まで達する。空間下部は平均流による移流混合が活発な流れ場であるのに対し上部での気流は小さい。上下温度分布は12℃程度であり、ガラス面での吹出気流上昇到達高さより少し上の空間高さ2/3位の高さにおける温度勾配が比較的大きい。床面では吹出気流が直接届かない吹出壁及びガラス面近傍において高温領域(30℃以上)が見られる。

##### (2) 冷房ケースCA-2

本ケースCA-2は、基本ケースCA-1で壁面の下部に設けられていた吹出口を壁面の空間高さ中央に移設したケースである。吹出冷気は床面に向かって下降、拡散し、ガラス面上昇流は天井まで達した後天井面に沿う水平流となる。空間左上(図-5.3の様に吹出壁を右に見た場合)では時計回りの大循環流が、空間右下では反時計回りの小循環流が見られ、空間全体に活発な流れ場を形成している。このため、温度成層はほとんど観察されず上下温度分布は1℃程度となる。一方、床面では2/3程度のエリアに30℃以上の高温領域が広がる。

##### (3) 冷房ケースCA-3

本ケースは吹出口をCA-2よりもさらに上方(空間高さの5/6)の壁面に設置したケースである。吹出冷気により空間内には反時計回りの大循環流が形成される。このため、吹出壁面ではかなり強い上昇流が生じ、吹出直後の気流が若干押し上げている。このため、上下温度差はほとんどなく、均一な温度分布となる。床面では全面30℃以上の高温領域となる。

#### [考察]

吹出風量・熱量が同一であっても吹出高さが異なると当然のことながら空間の気流分布、温度分布(特に温度成層の生成)性状は大きく異なる。吹出を上部にすれば、吹出気流による混合拡散領域が広くなり、上下温度差は小さくなるが、人のいる床面付近の温度は高くなる。大空間では一般に居住域冷房が計画されるが、今回、空間高さ中央での吹出でも、吹出高さを越えてほぼ空間全体が混合拡散領域となる結果が得られたことから、所要の居住域高さ(空調制御領域高さ)以下での吹出が効果的な居住域冷房のため

に重要であり、必要以上に高い位置での吹出は空調エネルギーのロスになる可能性が高い。

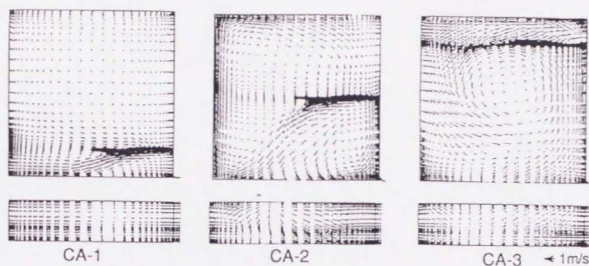


図-5.3 風速ベクトル (吹出方式の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)

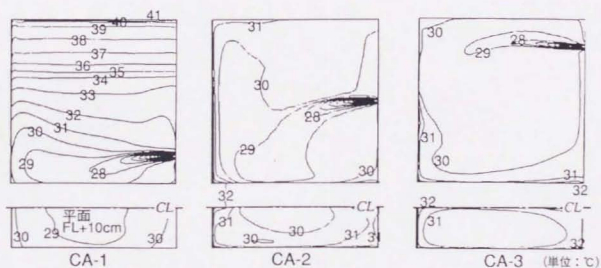


図-5.4 温度分布 (吹出方式の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)

### 5. 3. 2 上部排気風量の影響(図-5.5、5.6)

以下CB-1～3のケースは、基本ケースでの壁面下端の吸込口に加え、壁面上端(天井面直下)にも排気口を追加したケースである。これは、この排気口より空間上部に溜まる高温空気を排気することにより空間内の温熱環境の改善を図ったものである。

#### (1) 冷房ケースCB-1

本ケースは吸込全風量の20%を上部排気口より行うケースである。吹出直後の冷気の軌道は基本ケースとはほぼ同じだが、ガラス面での上昇流は空間高さの3/4程度まで到達する。これは、上部排気口より高温空気が効果的に排出され、上下温度分布が9℃程度(基本CA-1では12℃)となり、温度成層の生成も弱まるためである。床面での高温領域は極く一部に見られるのみで比較的良好な温熱環境となる。

#### (2) 冷房ケースCB-2

本ケースは吸込全風量の50%を上部排気口より行うケースである。吹出冷気の軌道は前ケース同様基本ケースとはほぼ同じだが、ガラス面での上昇流は天井面までほぼ到達し、空間下部の活発な流れ場の領域も若干高くなる。上下温度分布は6℃程度と基本ケース12℃の半分となり、より温度成層が小さくなる。床面では高温領域もなく良好な温熱環境となる。

#### (3) 冷房ケースCB-3

本ケースは吸込全風量の80%を上部排気口より行うケースである。吹出冷気の軌道は前2ケースと同様だが、ガラス面での上昇流は天井面に到達後、天井に沿う弱い水平流を形成する。上下温度分布は3℃程度と基本ケース12℃の1/4となり、温度成層はかなり小さくなる。床面の温度分布は26～28℃で、今回の検討ケース中最も良好な温熱環境となる。

#### [考察]

同一の吹出方式であるにも関わらず、上部排気風量の違いにより、空間内の温熱環境は大きく異なる。今回は全て同一の吹出熱量を供給しているが、上部排気を行うことにより、より少ない供給熱量で、同一高さの居住域冷房が可能となることを示唆している。言い換えれば、空間上部の高温空気の排気は、居住域として快適に利用できる空間領域の拡大を省エネルギー的に図れる方策であると言える。

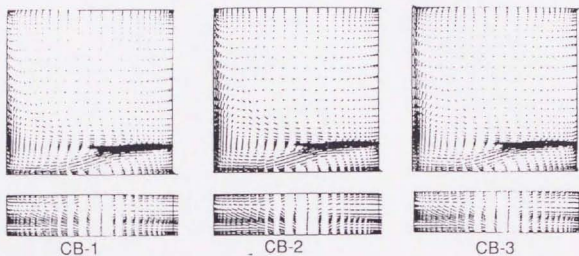


図-5.5 風速ベクトル (上部排気風量の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)

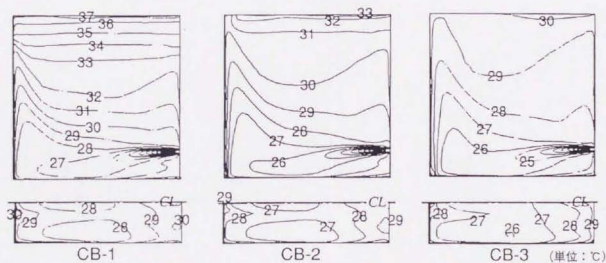


図-5.6 温度分布 (上部排気風量の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)



### 5. 3. 3 吹出Ar数の影響(図-5.7、5.8)

#### (1) 冷房ケースCC-1

本ケースは、基本ケースより吹出風速を速くして吹出Ar数を小さくしたケースである<sup>13)</sup>。吹出冷気はガラス面下端に衝突、拡散し、壁面に沿う上昇流となる。上昇流は空間高さの3/4程度の高さまで到達後、折り返す流れとなり、空間全体に活発な流れ場を形成している。このため、温度成層は小さく上下温度分布は4℃程度となる。一方、床面では2/3程度のエリアに高温領域が広がる。

#### (2) 冷房ケースCC-2

本ケースは、基本ケースより吹出風速を遅くしてAr数を大きくしたケースである<sup>13)</sup>。吹出冷気は強い浮力の影響により床面中央手前付近に下降、ガラス面に到達する気流の勢いは弱く、ガラス面での上昇流は空間高さの1/4～1/3程度に留まる。このため、この1/3程度の高さ付近で温度勾配が大きく、上下温度分布は16℃程度と今回解析ケース中最も大きい。床面での高温領域はガラス面のごく近傍に限られ、良好な居住域環境となる。

#### [考察]

吹出風量・熱量が同一であっても吹出Ar数が異なると当然のことながら空間の温度分布、特に、上下温度分布(温度成層)性状は大きく異なる。アトリウムなどの大空間では一般に居住域冷房が計画され、また冷暖兼用の吹出とすることが少なくない。冬期、温風の水平吹出によるコールドドラフトの遮断のためには吹出Ar数が小さいことが望まれる(次章図-6.8参照)が、夏期の居住域冷房のためには吹出Ar数を大きくし吹出気流による拡散混合領域を必要最小限に押さえることが望ましい。空間形状、必要居住域高さに応じた適切な空気分布設計のためには、暖房時並びに冷房時の吹出気流及びそれによる混合拡散領域の予測に基づいて吹出Ar数(吹出速度・温度、吹出口サイズ)を設定することが重要である。



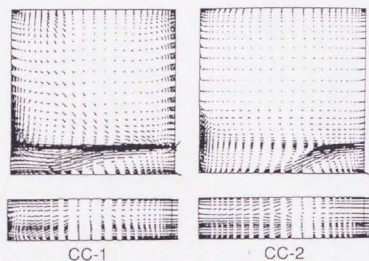


図-5.7 風速ベクトル (吹出Ar数の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)

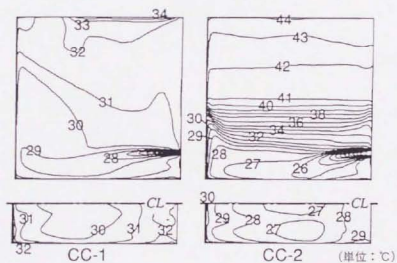


図-5.8 温度分布 (吹出Ar数の検討) 上: 中央断面 下: 水平面(FL+0.1m)

#### 5. 4 第5章結論

夏期冷房時のアトリウム空間を対象に、吹出・吸込方式などの要因の違いが、気流・温度分布に与える影響を数値解析により系統的に検討し、以下の知見を得た。

- 1) 冷風吹出高さは気流・温度分布に極めて大きな影響を与える。必要居住域高さ以下の吹出口設置が重要である。
- 2) 上部高温空気の排気は、省エネルギー的に居住域冷房を実現するのに有効である。
- 3) 吹出気流による拡散混合領域が必要居住域高さに対応する様な吹出Ar数（吹出速度・温度、吹出口サイズ)の設定が重要である。

## 第5章 注

注1) 本来、壁面での対流熱伝達は気流分布の影響を受けるので吹出方式が異なれば対流熱量の分布は変化する。しかし、今回、各要因の影響程度を把握することが第一の目的であるので簡単のため全てのケースで壁面对流熱伝達量及びその分布を同一に設定している。なお、対流熱伝達量の分布は、第3章の壁面加熱条件での模型実験結果（実験Case LC）を参考に決定した。

注2) 吹出風量は基本ケースCA-1と同一となるよう吹出口面積を変更している。すなわち、ケースCC-1、ケースCC-2の吹出口面積は基本ケースのそれぞれのそれぞれ1/2倍、2倍としている。

## 第5章 記号の説明

$U_i$	: $i$ 方向平均流速
$u_i$	: $i$ 方向流速の変動成分
$P$	: 圧力の平均値
$k$	: 乱流エネルギー
$\varepsilon$	: 乱流エネルギー $k$ の散逸率
$\Theta$	: 温度の平均値
$-\overline{u_i u_j}$	: レイノルズストレス
$-\overline{u_i \theta}$	: 乱流熱フラックス
$D_k$	: $k$ の拡散項
$P_k$	: $k$ の速度勾配による生産項
$G_k$	: $k$ の浮力による生産項
$D_\varepsilon$	: $\varepsilon$ の拡散項
$g_i$	: $i$ 方向重力加速度
$Pr$	: プラントル数
$Ar$	: アルキメデス数
$\rho$	: 密度
$\nu$	: 分子粘性係数
$\nu_t$	: 渦粘性係数
$\beta$	: 体膨張係数

(添字)

$i, j, k$  : 座標軸の番号 ( $i=3$ の時、重力方向を示す)

$\overline{\quad}$  : オーバーバーは平均操作

## 第5章 参考文献

- 1) 横井睦己、村上周三、加藤信介：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その16）冷房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1995年10月）、pp.1557～1560

## 第6章

### 暖房時における吹出・吸込方式の影響 に関するCFD解析



## 第6章 暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析

### 6.1 はじめに

前章では、大空間(アトリウム)の空調設計のための設計データ集を整備する目的で、冷房時の流れ場・温度場の総合的な検討結果を示した。本章では、冬期暖房時において吹出・吸込方式の違いがアトリウム空間の流れ場・温度場に与える影響及び空間アスペクト比を系統的に変化させたケースの検討結果を報告する。検討は特に暖房吹出気流の挙動及び窓面沿いの冷気の下流に着目して行う。

### 6.2 解析概要

#### 6.2.1 対象空間

鉛直ガラス壁1面を持つアトリウム空間(暖房負荷-198W/m<sup>2</sup>)を解析。基本ケース(HA-1)の空間の概要を図-6.1に示す。

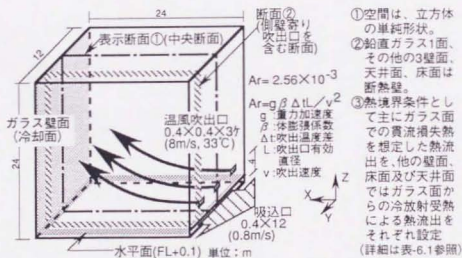


図-6.1 対象アトリウム概要 (暖房基本ケース HA-1)

## 6. 2. 2 影響要因と解析ケース

暖房時のアトリウム空間の気流温度分布性状に影響を与える要因として考慮したのは、

- 1) 吹出方式、
- 2) 吸込口位置、
- 3) 吹出アルキメデス(Ar)数、
- 4) 空間アスペクト比

の4つである。解析ケース、解析条件を図-6.2、表-6.1にそれぞれ示す。CFD(数値解析)は3次元標準k-εモデルに基づく。熱境界条件として主にガラス壁面での貫流損失熱を想定した熱流出を与えている。尚、総吹出・吸込風量、総熱負荷、室容積は全てのケースで同一である。

表-6.1 CFD解析条件

流入境界	吹出速度 $U_{in}$ はケースにより異なる(図6.1,6.2参照)吹出温度 $\theta_{in}=33^{\circ}\text{C}$ $k_{in}=1/2(U_{in}\times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_{\mu} k_{in}^{3/2}/l_{in}$ , $l_{in}$ は吹出口の高さ
流出境界	吸込速度 $U_{out}=0.8\text{m/s}$ , $k_{out}=\epsilon_{out}$ , $\theta_{out}$ はフリースリップ
壁面境界	[速度] 一般化対数則。 [温度] 流出熱流を次のように設定(注1)。総流出熱量は全ケース同一。 ①HA, HB, HC ケース ガラス面: 上部-140W/m <sup>2</sup> , 下部-113W/m <sup>2</sup> 側壁面: 上部-13W/m <sup>2</sup> , 下部-11W/m <sup>2</sup> 天井面: -12W/m <sup>2</sup> 床面: -1W/m <sup>2</sup> ②HD-1, HD-2 ケース ガラス面: 上部-190W/m <sup>2</sup> , 下部-172W/m <sup>2</sup> 側壁面: 上部-11W/m <sup>2</sup> , 下部-10W/m <sup>2</sup> 天井面: -14W/m <sup>2</sup> 床面: -0.9W/m <sup>2</sup> ③HD-3 ケース ガラス面: 上部-140W/m <sup>2</sup> , 下部-112W/m <sup>2</sup> 側壁面: 上部-4W/m <sup>2</sup> , 下部-2W/m <sup>2</sup> 天井面: -4.5W/m <sup>2</sup> 床面: -0.8W/m <sup>2</sup> ④HD-4 ケース ガラス面: 上部-102W/m <sup>2</sup> , 下部-62W/m <sup>2</sup> 側壁面: 上部-2.2W/m <sup>2</sup> , 下部-1.5W/m <sup>2</sup> 天井面: -5W/m <sup>2</sup> 床面: -0.4W/m <sup>2</sup>
計算条件	XYZ座標系は図6.1参照。直交メッシュを使用。(HA-1, HB-1, HC-1: 32(X)×19(Y)×41(Z)=24929メッシュ。HA-2: 34(X)×21(Y)×32(Z)=22848メッシュ。HA-3: 36(X)×18(Y)×32(Z)=20736メッシュ。) 移流項はQUICKスキーム。Y方向については空間の対称性を利用して半分領域のみを計算。

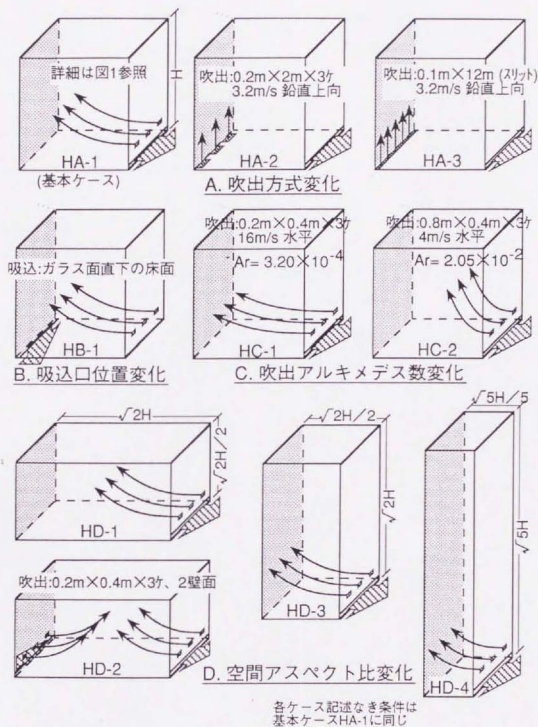


図-6.2 解析ケース

### 6. 2. 3 暖房吹出噴流予測式の対応

アトリウム空間は上下の温度分布、室内に生ずる循環流、壁面の影響等により自由空間中の暖房吹出気流の工学予測式(表-6.2)<sup>1)</sup>は必ずしも精度良く適用できない<sup>2)</sup>。しかし、空調計画の初期段階ではこの予測式がよく適用されることから、ここではその対応も併せて検討する。

表-6.2 水平吹出非等温気流の予測式 (軸流吹出口の場合)

気流の中心軸の軌道	気流の中心軸の速度	X: 吹出口からの距離, Y: 軌道の上昇距離, Ar: アルキメデス数, K: 吹出口定数, D <sub>0</sub> : 吹出口有効直径, V <sub>x</sub> : Xにおける最大風速, V <sub>0</sub> : 吹出口風速,
$Y = D_0 \left( 0.42 \frac{Ar}{K} \left( \frac{X}{D_0} \right)^3 \right)$	$V_x = V_0 K \frac{D_0}{X}$	

\* 表-6.2の式は1つの吹出口からの気流の軌道の式である。図-6.1に示したように今回の計算対象アトリウムにおいては3つの吹出口があり、気流の重なりが生じると予測される。ただし、その重なりはわずかであり、到達距離に大きく影響はしないと考えられることから、以下に図示した軌跡はその影響を考慮していない。

## 6. 3 解析結果

### 6. 3. 1 吹出方式の影響(図-6.3,6.4)

#### (1) 基本ケースHA-1

吹出気流は、一部がガラス壁面の中央高さ付近に到達し、ガラス面のコールドドラフトを若干弱めているが、大部分は天井面に上昇。また、側壁寄りの吹出気流は、ガラス面に到達することなく天井面に上昇(図省略)。このため、冷却面近傍のコールドドラフトはあまり弱められることなく床面に下降し、床面の約半分のエリアに低温領域(18℃以下)が見られる。図-6.3中の点線は自由空間における非等温噴流の軌道の式に本吹出条件を当てはめて得られる軌跡である。中央及び側壁寄り吹出口からの両吹出気流の軌跡の中間にはば位置する。定性的には噴流の式とCFDによる流れ場予測は対応している。

#### (2) ケースHA-2

本ケースは、基本ケースでの壁面水平吹出からガラス面直下での部分的な床面鉛直吹出に吹出方式を変更したケースである。これは、ガラス面直下から部分的に温風を吹き上げるにより、コールドドラフトを打ち消すことを図ったものである。解析結果によると、吹出温風はガラス面に沿って天井面まで到達し、その後、空間内に時計回りの弱い大循環流を形成する。但し、吹出気流の影響を直接受けない吹出口間においてコールドドラフトが床面にかなり流入し、床面では基本ケースよりも広い2/3程度の領域が低温域なる。

#### (3) ケースHA-3

本ケースは、ケースHA-2同様、ガラス面直下より鉛直吹出を行うケースであるが、吹出口形状をガラス面全幅をカバーするスリット状としたものである。解析結果によると、吹出気流はガラス面に沿って天井面まで上昇後、天井面に沿う水平流となる。空間内には前ケースHA-2より顕著な時計回りの大循環流が形成される。また、ガラス面全幅のスリット吹出によりコールドドラフトの発生が効果的に抑えられている。このため、空間の温度分布は均一で、床面近傍においても低温領域の無い極めて良好な温熱環境となる。[考察]吹出方式の違いは、当然のことながら空間の温熱環境に大きな影響を与える。温風吹出によりコールドドラフトの抑制を図る場合、冷却面全巾をカバーする吹出気流分布を計画することが肝要である。

---:自由空間での水平非等温噴流の軌跡  
0.75m/s:壁面位置での噴流中心風速

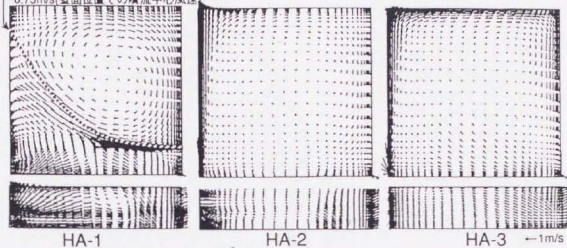


図-6.3 風速ベクトル (吹出方式の検討) 上:中央断面① 下:水平面(FL+0.1m)

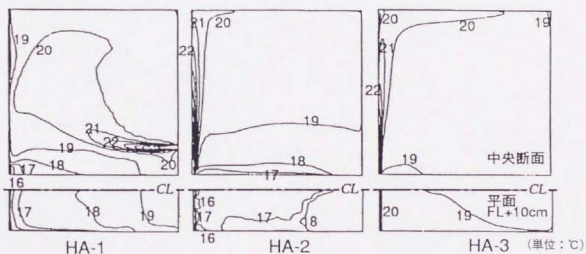
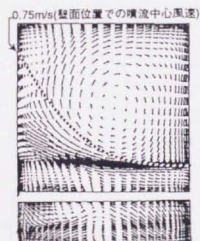


図-6.4 温度分布 (吹出方式の検討) 上:中央断面① 下:水平面(FL+0.1m)



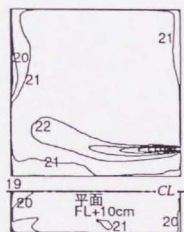
### 6. 3. 2 吸込口位置の影響 (図-6.5、6.6)

ケースHB-1 本ケースは、基本ケースで吹出口と同一壁面に設けられていた吸込口を、ガラス面直下の床面に移設したケースである。ガラス面に生じるコールドドラフト（後述の様にその勢力は基本ケースよりも弱い）の多くは、居住域に侵入する前にガラス面直下の吸込口より排出され、空間全体の温度分布は、基本ケースより2℃程度高くなる。このため、吹出温風の浮力による上昇は小さく、ガラス面に温風がより強く衝突することになりコールドドラフトの勢力が弱められている。床面付近の温度分布は概ね20℃以上で、今回の検討ケース中最も良好な温熱環境となる。[考察]同一の吹出方式であるにも関わらず、吸込口位置の違いにより、吹出噴流の挙動も含めて空間内の温熱環境は大きく異なる。当然のことながら噴流の式はこのような効果を予測できず、図-6.5に示されるようCFD予測とは異なる性状を示す<sup>(注2)</sup>。ガラス面で生じるコールドドラフトを居住域に拡散させることなく、効果的に排出する位置に吸込口を設置することは、良好な居住環境を省エネルギー的に実現する上で極めて重要となる。



HB-1  
上:断面② 下:水平面

図-6.5 風速ベクトル (吸込口位置の検討)



HB-1  
上:断面② 下:水平面 (単位:℃)

図-6.6 温度分布 (吸込口位置の検討)

### 6. 3. 3 吹出Ar数の影響 (図-6.7, 6.8)

#### (1) ケースHC-1

本ケースは、吹出風速を速くして吹出Ar数を小さくしたケースである。吹出気流はガラス面下部付近に到達(断面)、拡散し、強い衝突流となって壁面近傍のコールドドラフトを打ち消している。このため、床面の低温領域はガラス面付近のみとなる。噴流予測式との対応は良い。

#### (2) ケースHC-2

本ケースは、基本ケースより吹出風速を遅くして吹出Ar数を大きくしたケースである。吹出温風は強い浮力の影響によりガラス面に到達することなく天井面上昇、拡散する。空間下部にはコールドドラフトの侵入による冷気が停滞し、上下の温度分布が大きい。床面では16℃以下の領域が広く分布し、コールドドラフトの侵入による低温域が見られる。[考察]吹出温風のガラス面への到達・衝突の程度によりコールドドラフト発生状況、上下及び居住域の温度分布が大きく異なる。図-6.7中に自由空間内の非等温噴流の軌道の式から得られる各ケースの吹出気流の軌跡を点線で、また、その時のガラス面位置での噴流中心風速の予測値も示す。噴流の式はHC-1の場合ガラス面位置で1.1m/sの強い風速を予測する。噴流の軌跡もほぼCFD解析に対応する。HC-2の場合、噴流の式によっても吹出気流はガラス面に到達せず、天井面上昇しており、CFD解析結果にある程度対応する。他ケースの結果も併せ、これらのことから閉空間での噴流の挙動は自由空間とは当然異なるが、浮力の影響が小さく吹出気流が対向壁に強く衝突する場合や大きな浮力により対向壁に到達しない場合の噴流の予測は定性的にはCFD解析とある程度対応する。噴流が対向壁に衝突・拡散し、居住域上部より落下するコールドドラフトの侵入を阻止出来か否かの目安は噴流の式による軌跡・中心風速の評価により、ある程度可能と思われる。

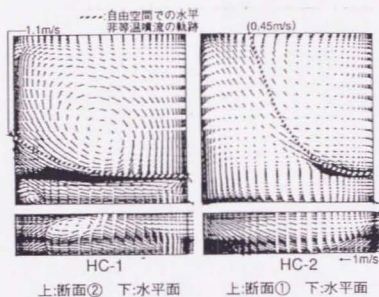


図-6.7 風速ベクトル (吹出Ar数の検討)

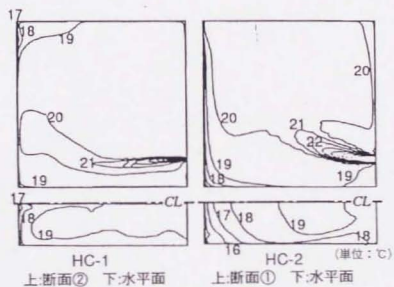


図-6.8 温度分布 (吹出Ar数の検討)

### 6. 3. 4 空間アスペクト比の影響 (図-6.9, 6.10)

#### (1) ケースHD-1

本ケースの対象空間は基本ケースに対し空間容積を一樣として奥行きを長く、天井高さを低くした横長の空間である。吹出温風条件は基本ケースと同一であるが、空間奥行きが長くなっているために、吹出気流はガラス面に全く到達することなく天井面上昇到達して、拡散する。空間の左下では反時計回りの大循環流が、右上では時計回りの小循環流が見られる。このため、ガラス面でのコールドドラフトは吹出気流に弱められることなく床面に下降。ガラス面の高さが基本ケースより低い(コールドドラフトの発生の程度が弱いと考えらる)にも関わらず、このコールドドラフトの侵入によりガラス面近傍では16℃以下の領域が基本ケースより広く見られる。

#### (2) ケースHD-2

本ケースは前ケースHD-1と同じアスペクト比の空間を対象に、吹出・吸込口をガラス面にも追加し左右の2壁面より温風吹出を行うものである<sup>13)</sup>。左右の壁面からの温風吹出気流は中央で衝突、上昇し、空間内で二つの大循環流を形成。前ケースHD-1に比べコールドドラフトの発生は小さく、床付近の低温域は少なくなり、良好な温熱環境となる。

#### (3) ケースHD-3

本ケースの対象空間は基本ケースと同一容積で奥行きを短く、天井高さを高くした縦長の空間である。吹出温風条件は基本ケースと同一であるが、空間奥行きが狭くなっているために、吹出温風はガラス面下部に到達。ガラス面の高さが基本ケースより高い(コールドドラフトの発生の程度が強いと考えらる)にも関わらず、コールドドラフトはこの上昇する吹出気流により押し上げられる格好で、居住域上部で拡散する。このため、床面低温域はガラス面近傍に限られる。

#### (4) ケースHD-4

本ケースの対象空間はケースHD-3よりも更に奥行きを短く、天井高さを高くした空間である。吹出温風はガラス面に強く衝突、拡散する。ガラス面に生じる強いコールドドラフトはこの吹出気流の拡散流により床面まで到達することなく完全に遮断され、居住域の上方に押し留められる。床面は拡散流の影響により低温域は見られず、良好な温熱環境となる。[考察]今回のケースでは吹出噴流の予測式でガラス対向壁に中心風速1m/s程度以上で到達することが予測される場合、いずれの場合もコールドドラフトは吹出噴流と衝突拡散し居住域の温熱環境がある程度良好に保たれている。

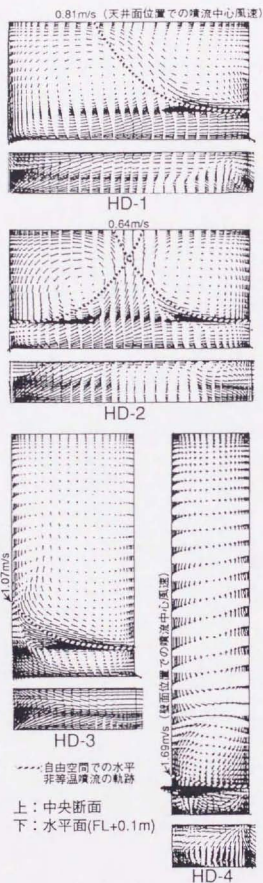


図-6.9 風速ベクトル  
(空間アスペクト比の検討)

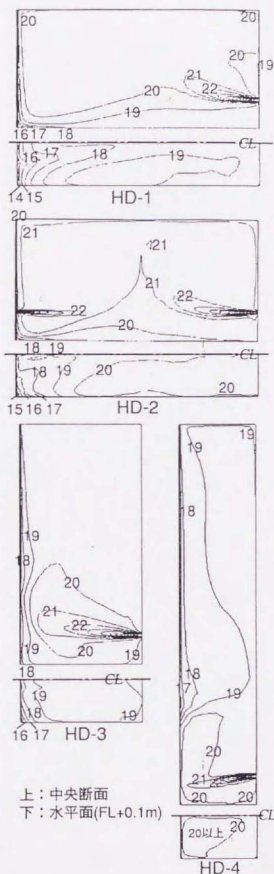


図-6.10 温度分布 (単位:℃)  
(空間アスペクト比の検討)



#### 6. 4 第6章結論

冬期温風暖房を行うアトリウム空間を対象に数値解析を用いた系統的な検討を行い、以下の知見を得た。

居住域を効果的に暖房するには、

- 1) ガラス面沿いに落下する冷気を吹出気流等により衝突拡散させることが有効。
- 2) 居住域に侵入した冷気を速やかに排出し居住域では拡散させないことが有効である。
- 3) 尚、ガラス面沿い冷気の居住域侵入を温風水平吹出噴流により遮断できるか否かの目安は、自由空間中の非等温噴流予測式によりある程度得ることができる。しかし、噴流の挙動は室内の温度分布、循環流等の影響により大きく変化するので、信頼性を求める予測の場合はCFDによる解析が必要となる。



## 第6章 記号の説明

- $U_i$  :  $i$ 方向平均流速  
 $k$  : 乱流エネルギー  
 $\varepsilon$  : 乱流エネルギー $k$ の散逸率  
 $\Theta$  : 温度の平均値  
 $X$  : 非等温吹出噴流の中心軸の吹出口からの距離  
 $Y$  : 非等温吹出噴流の中心軸軌道の上昇（または下降）距離  
 $Ar$  : アルキメデス数  
 $K$  : 吹出口定数  
 $D_0$  : 吹出口有効直径  
 $V_x$  :  $X$ における最大風速  
 $V_0$  : 吹出口風速

(添字)

- $i, j, k$  : 座標軸の番号 ( $i=3$ の時、重力方向を示す)  
 $in$  : 吹出口での値  
 $out$  : 吸込口での値

— : オーバーバーは平均操作

## 第6章 参考文献

- 1) 例えば空気調和・衛生工学会便覧第12版、丸善（1995年）
- 2) 村上周三、加藤信介、中川：水平非等温噴流を有する室内の流れ場・温度場の数値解析、日本建築学会論文報告集、第423号（1991年5月）
- 3) 横井睦己、村上周三、加藤信介：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その15）暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、日本建築学会学術講演梗概集（1995年8月）、pp. 609～610
- 4) 横井睦己、村上周三、加藤信介：アトリウム空間内の気流温度分布性状に関する研究（その17）暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1995年10月）、pp.1561～1564

## 第7章

### CFDに基づく 空気流動、熱流束のマクロ評価

## 第7章 CFDに基づく空気流動、熱流束のマクロ評価

### 7.1 はじめに

前章までにCFDを用いて空間内での熱・空気流動について検討した。CFDは流体の支配方程式を解くマイクロシミュレーションであり、実験では得ることの困難な空間全体の速度場、温度場の詳細な分布を知ることができる。しかし、その情報量は莫大であり、マイクロシミュレーション結果のみからでは空間内の巨視的な熱・空気流動について理解することは必ずしも容易ではない。

巨視的な流れ場は、マイクロシミュレーションにより求められた流れ場の「マクロ評価」により知ることが可能である。言い換えれば、マクロ評価はマイクロシミュレーション結果をより理解しやすくする手法である。空気流動の巨視的な性状を明かにすることが出来れば、空間内の基本的な輸送の構造を直感的に把握することが可能となり、空調・換気設計において極めて有用なデータ、情報が得られる。図-7.1に大空間、アトリウムの空調設計において、マクロ評価が大きな役割を果たす事例を示す。

本章ではCFD（マイクロシミュレーション）により解析された流れ場、温度場を巨視的に理解するマクロ評価手法について説明すると共に、本研究で行った模型実験に対応する数値シミュレーション結果から熱輸送、流量、総運動エネルギー輸送についてマクロ的な視点から検討を行う。

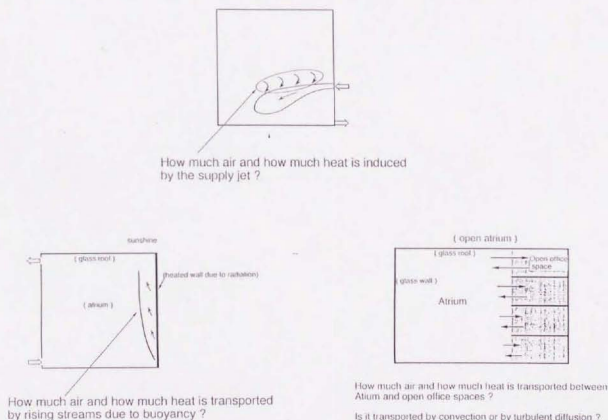


図-7.1 アトリウム空間におけるマクロな熱・空気流動

## 7. 2 マクロ評価の概念

### (1) 3つの数値解析手法；ミクロ、マクロ、回路網解析

空間内の熱・空気輸送を解析するための実験的、数値的解析手法がいくつかある。数値的手法は3つの手法に分類することができる。すなわち、ミクロ解析（CFD解析）、マクロ評価、回路網解析である。これら3つの手法の概念を図-7.2に示す。各手法は長所と短所があり、また、相互に関連して用いられる。図-7.3に示すように回路網解析では、各空間（ゾーン）は節点として表され、流路に沿う節点間の熱・空気の移動量を予測する。ミクロ解析（CFD解析）では、空間を多数のグリッドに分割し、速度や温度の空間分布を求める。その予測は非常に小さな体積のセル間の輸送の概念に基づいている。図-7.2に示す例では、回路網解析の結果がミクロ解析の境界条件となる。このようにこれら2つの予測手法は相互に用いられる<sup>2), 3)</sup>。

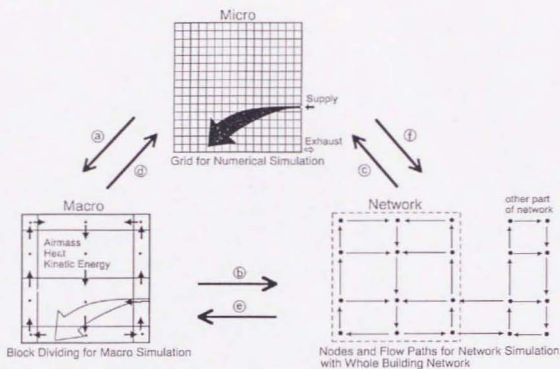
ここで定義するマクロ評価では、空間内の熱・空気輸送の評価は中間サイズのサブブロックを用いて行われる。サブブロックは、空間をその流れ場、温度場の特徴を考慮して水平及び鉛直方向に分割することにより得られる。これら中間サイズのサブブロックは空調・換気システムの設計において有用となるものである。以上3つの手法の相互関連を図-7.1に示されている。本研究の現段階では、マクロ評価は空間内の流れ場を予測する手法ではないが、2つの予測手法、ミクロ解析と回路網解析を結びつける役割をもつ。

### (2) マクロ評価の考え方と手順

本章の目的は、サブブロックの考え方をを用いたマクロ評価による熱・空気・エネルギー輸送の構造を明らかにすることである。空間内を中間サイズの幾つかのブロックに分割し、ブロック間の熱・空気輸送を評価する。各ゾーンの流れ場、温度場の特徴を反映するよう、ブロックの設計をすることが極めて重要である。空気流動、エネルギーの巨視的な性状を明らかにすることが出来れば、空間内の基本的な輸送の構造を直感的に把握することが可能となる。このような解析は空調・換気設計において極めて有用な手法となる。

まず、ミクロ解析（CFD解析）により空間内のミクロな熱・空気輸送の性状が解析される。ミクロ解析により詳細な情報が得られるが、その情報量は莫大である。そのため、ミクロ解析結果のみからでは空間内の巨視的な熱・空気・エネルギー輸送の構造を理解することは必ずしも容易ではない。

次に、ミクロ解析により得られたデータベースに基づいて巨視的な性状が評価される。これにより空間内の空気流動、熱輸送の大きな基礎的な構造を直感的に理解することが出来、空調・換気設計において有用となる。空間は水平及び鉛直方向に幾つかのブロック、壁近傍上部ブロック、壁近傍中間ブロック、壁近傍下部ブロック、中央上部ブロックなどに分割される。図-7.2にミクロ解析とマクロ評価の関連を示す。



- (a) Evaluation of macroscopic airflow and heat transport between blocks by integrating micro simulation results;  
 (b) Estimation of constants for network simulation by means of macro analysis;  
 (c) Setting of boundary condition for micro simulation by means of network simulation for whole building;  
 (d) Comprehending the large and fundamental structure of velocity and temperature fields in micro simulation by means of macro analysis;  
 (e) Examining results of network simulation;  
 (f) Coupled simulation of micro simulation for one room and network simulation for the whole building.

図-7.2 ミクロ、マクロ、回路網解析を用いた相互解析

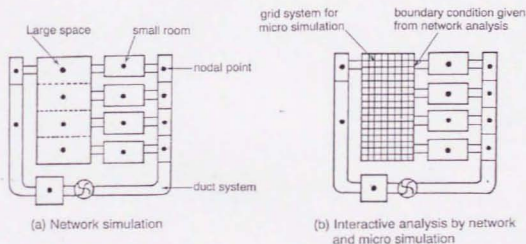


図-7.3 大空間のミクロ解析と建物全体の回路網解析



各ブロックにおいて、ミクロ解析から得られる連続の式、温度輸送方程式、総運動エネルギーの輸送方程式の各項の値を積分することにより各ブロックの物理的特徴を評価できる。この積分によりブロックの風量バランス、熱量収支、総運動エネルギー収支が得られ、これからブロック間の風量、熱輸送、全圧損失などが評価できる。このマクロ評価は空調・換気システムの設計の新手法の開発に大きな役割を果たすと思われる。

### (3) ベルヌイの定理に基づく回路網解析の限界

建物全体の巨視的な空気流動を予測するために回路網解析がよく用いられる。この手法では1つの空間（ゾーン）は1つの節点として表され、建物全体の空気流動システムは節点間の回路網システムとしてモデル化される。空気流動回路では流量や熱輸送は一次元のエネルギー保存式、連続条件、一次元の熱輸送式に基づいて解析される。ベルヌイの式はエネルギー保存の基礎式としてよく用いられる。そして、全圧や動圧の概念が導入されている。しかし、ベルヌイの式は原則として空気流動回路の合流あるいは分流点へ適用できない。ベルヌイの定理をそのような流れ場へ適用すると、回路網解析の結果は合流点においてしばしば負の全圧損失係数が生じ、欠点<sup>4)</sup>が明らかとなる。

マクロ評価で用いる総運動エネルギーの式はベルヌイ式の改良版である。この改良版はどんなタイプの流れ場へも適用できる<sup>5)</sup>。ベルヌイの式の適応性は、そもそもベルヌイの式が流管内の一次元流への適用から導かれたこと故に、限定される。しかし、総運動エネルギーの式は厳密な3次元のNS方程式から導かれ、どんな流れ場へも適用できる。さらに、総運動エネルギーの輸送の特徴はマクロ評価の結果から簡単に解析できる。合流点における圧力損失係数は総運動エネルギーの輸送の式により導かれる。この観点から、マクロ評価の総運動エネルギーの式はまた、回路網解析においても有用である。

### 7. 3 CFD解析 (数値シミュレーション) 概要

図-7.4に示す冷房時の縮尺モデル実験に対応したケースについて標準k- $\epsilon$  2 方程式モデルにより計算を行う。実験により得られた表面温度及びそれに基づく放射計算より算出された壁面対流熱伝達量を熱の境界条件とする (図-7.5参照)。境界条件を表-7.1<sup>(注1)</sup>、計算条件を表-7.2に示す。基礎式は第5章 (表-5.2) 参照。

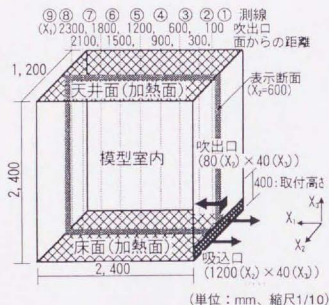


図-7.4 CFD解析対象アトリウム模型

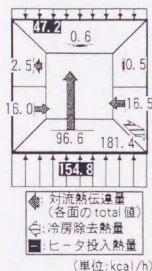


図-7.5 壁面における対流熱伝達量 (模型実験結果)

表-7.1 境界条件

流入境界	$U_{in}=2.82\text{m/s}^{(注)}$ , $k_{in}=1/2 \cdot (U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_{\mu} \cdot k_{in}^{3/2} / l_{in}$ ( $l_{in}=0.005\text{m}$ , 吹出口高さの1/7), $\theta_{in}=13.0^{\circ}\text{C}$
流出境界	$U_{out}=0.14\text{m/s}$ , $k_{out}$ , $\epsilon_{out}$ , $\theta_{out}$ はフリースリップ
壁面境界	(速度)一般化対数則。(温度)実験及び放射伝熱計算より求められる対流熱伝達量を熱流として与える (図7.5参照。実際には図7.5よりも細かい領域に分けて設定)

表-7.2 計算条件

$X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ 座標系は図7.4参照 ( $35(X_1) \times 17(X_2) \times 45(X_3)=26,775$ メッシュ)。直交メッシュを使用。吹出口メッシュ分割数は  $4(X_1) \times 2(X_2)=8$ メッシュ。移流項はQUICKスキーム。 $X_3$ 方向については空間の対称性を利用して半分の領域のみを計算。計算において諸量は模型スケールで与えている。

## 7. 4 CFD解析結果

### 7. 4. 1 温度分布

温度分布の計算結果を図-7.6に示す。計算結果は温度場に関し、実験と良く対応している。吹出噴流の影響を直接受ける領域を除き、水平方向の分布は小さい。

### 7. 4. 2 風速ベクトル

風速ベクトルの計算結果を図-7.7に示す。また、縮尺モデル実験での吹出気流の拡散性状を写真-7.1に示す。計算結果は流れ場に関し、ほぼ実験を再現している。吹出気流は床面に下降し、対向壁に衝突後上昇し再び降下している。壁面近傍では自然対流が生じている。壁面近傍を除き空間上部の風速は極めて小さい。

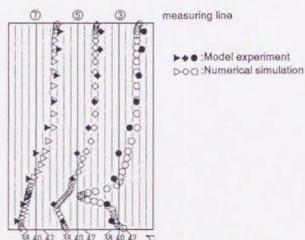


図-7.6 温度分布の比較（模型実験とCFD解析）

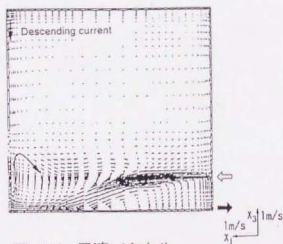


図-7.7 風速ベクトル  
(CFD解析、中央断面)

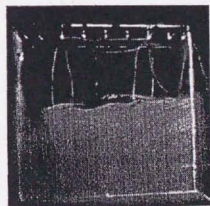


写真-7.1 吹出気流の拡散性状  
(模型実験)

## 7. 5 熱・空気流動のマクロ評価

### 7. 5. 1 マクロ評価のためのブロック分割

今回空間内の熱・空気流動現象をマクロ的に把握するために、図-7.8に示すブロック分割を考える。

前章までの模型実験及びCFD解析結果に示されるように、吹出噴流域や壁近傍域を除いて水平方向の温度分布は小さい。また、図-7.9に示す鉛直速度分布からは空間下部のみでなく、空間上部の壁近傍においても比較的大きな上下の空気流動が（壁面流）が存在することが分かる。これら空間内の流れ場の特徴を考慮し、空間を水平方向に3つのゾーン、すなわち壁面に沿う自然対流の影響が生じやすい壁近傍2ゾーン（吹出対向壁面を除く3つの壁面近傍ゾーン[w1ゾーン]と吹出対向壁面近傍ゾーン[w2ゾーン]）と中央領域[センターゾーン]に分割する。さらに、鉛直方向の流れ場、温度場の特徴を考慮し、各ゾーンを鉛直方向に数個のブロックに仮想的に区切る。

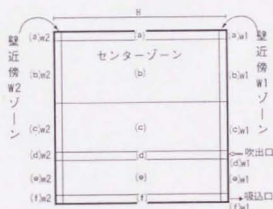


図-7.8 マクロ評価のブロック分割

(添え字の w1 は吹出対向壁を除く3つの壁近傍ブロックを、w2 は吹出対向壁近傍ブロックを示す。従って、w1 と w2 は接している。)

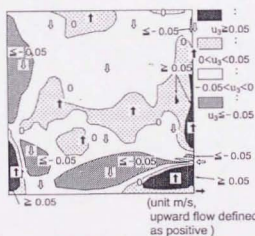


図-7.9 鉛直速度分布 (CFD解析、中央断面)

以上、このように空間全体は、空調・換気の設計を考えるにあたって適切な大きさの幾つかのサブブロックに分割される。CFD解析（マイクロシミュレーション）結果に基づき、各ブロックの空気流動、熱収支、運動エネルギー収支を検討する。

アトリウム空間などを対象とし、空間を少数のブロックに分割してその温度分布を簡易に予測することが試みられている。しかし従来のブロックモデルによる予測法は大胆なモデルを用い、経験定数により整合性をとるなどの工夫をしているが、これに対し流れ場の構造解析からモデルの改良を施す余地が残されている。そこで今回数値シミュレーション結果に基づき実現象に対応した熱移動の実態を明らかにし、今後のマクロモデルによる予測法開発の資料とする。

## 7. 5. 2 流量の評価

各ブロック内で連続の式を体積分することにより、流量の収支式が得られる<sup>(注2)</sup>。ガウスの定理を用いることにより、体積分は次式に示すように表面積分となる。

$$\int_V \frac{\partial U_i}{\partial x_i} dv = \sum_{m=1}^6 \int_{S_m} U_n ds = \sum_{m=1}^6 Q_m = 0 \quad (7.1)$$

ここで、 $n$ はブロック界面外向き法線方向を示し、外向きの $U_n$ を正とする。 $S_m$ は各ブロック界面（ $m=1 \sim 6$ ）を表す。 $Q_m$ はブロックの $m$ 番目の面を通過する流量である。式(7.1)に基づき各ブロック界面6面での表面積分を行い、各界面を通過する風量 $Q_m$ を数値シミュレーション結果から評価する。

## 7. 5. 3 熱輸送の評価

温度輸送方程式を各ブロック内で積分し、熱量収支式を得る<sup>(注2)</sup>。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \theta dv + \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{S_m} U_n \theta ds}_{\text{①}} - \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{S_m} \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial x_n} ds}_{\text{②}} - \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{S_m} \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_n} ds}_{\text{③}} = 0 \quad (7.2)$$

①項は平均流による移流熱輸送、②項は分子拡散による熱輸送<sup>(注3)</sup>、③項は乱流拡散による熱輸送である。上式を各ブロックで数値シミュレーション結果より評価し熱収支を検討する。



## 7. 5. 4 総運動エネルギーの評価

平均運動エネルギー  $K$  ( $= 1/2 \cdot U_i^2$ ) の輸送方程式に、乱流運動エネルギー  $k$  ( $= 1/2 \cdot u_i'^2$ ) の輸送方程式を加え、各ブロック内で積分し総運動エネルギー ( $K+k$ ) の収支式を得る<sup>(注4)</sup>。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V (K+k) dv + \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{s_m} U_n (K+k) ds}_{(1)} + \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{s_m} U_n \left( \frac{P_b}{\rho} \right) ds}_{(2)} \\ - \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{s_m} U_i \left[ \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_n} + \frac{\partial U_n}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{in} \right] ds}_{(3)} - \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{s_m} \frac{\nu_i}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_n} ds}_{(4)} - \underbrace{\sum_{m=1}^6 \int_{s_m} \nu \frac{\partial (K+k)}{\partial x_n} ds}_{(5)} \\ - \underbrace{\int_V g_3 \beta \frac{\nu_i}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} dv}_{(6)} + \underbrace{\int_V U_i g_3 \beta \theta \delta_{i3} dv}_{(7)} + \underbrace{\int_V \left( \epsilon + \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)^2 \right) dv}_{(8)} = 0 \end{aligned} \quad (7.3)$$

式(7.3)において、①項は総運動エネルギー ( $K+k$ ) の平均流による移流、②項は静圧力のなす仕事、③項はレイノルズ応力のなす仕事、乱流エネルギーの乱流拡散及び総運動エネルギーの分子拡散<sup>(注3)</sup>、④項は温度変動、浮力によるブロック内エネルギー生成 (又は消散)、⑤項はエネルギー散逸であり、定常状態においてこれらはバランスする。流量、熱輸送と同じく式(7.3)を数値シミュレーション結果より各ブロックで評価する。なお、乱流運動エネルギーの散逸  $\epsilon = \nu (\partial u_i / \partial x_i)^2$  は、平均流による直接散逸  $\nu (\partial U_i / \partial x_i)^2$  に比べかなり大きい。今回の解析では直接散逸は微量のため無視した。

尚、総運動エネルギーの式は流れの回路網解析で使われるベルヌイの式に対応する<sup>(注4)</sup>。総運動エネルギーはベルヌイの式の動圧に、過剰圧力  $P_b$  は静圧に対応する<sup>(注4)</sup>。ベルヌイの式は一次元流れに対し有効である。式(7.3)が一次元流れ場に適用される場合、ベルヌイの式に類似した式、すなわちベルヌイの式に密度  $\rho$  で割った流量をかけたものとなる。この関係では、①項を流量で除した値は動圧に、(①+②)項を流量で除した値はベルヌイの定理の全圧となる。もし、流れ場が一次元流れ場であれば、(④+⑤)項を流量で除した値はベルヌイの式の全圧損失となる。



## 7. 6 熱・空気流動のマクロ評価結果

流量、熱量等の結果は縮尺模型に対応した値を示す。

### 7. 6. 1 空気流動の評価結果 (図-7.10)

センターゾーンの(b)~(f)ブロック間では下降流が、壁面近傍ブロック (w1及びw2ゾーンの(f)~(b)ブロック) では上昇流が生じている。w2ゾーン ((f)~(c)ブロック間) における上昇流の速度はw1ゾーンにおけるそれよりも2~3倍速い。吹出・吸込口を含む空間下部では吹出風量 (23.5m<sup>3</sup>/h) の3~10倍程度大きな空気流動が見られる (w2ゾーンの(e)~(d)ブロック間で62.9、センターゾーンの(d)~(e)間では225.7)。一方、空間最上部ブロックのゾーン間の空気流動は極めて小さい (吹出風量の1/10程度)。また、w2ゾーンの上部 ((a)~(b)ブロック間) では、空気から壁面に熱が流出 (冷却) しわずかな下降流が誘発される。センターゾーンとw1ゾーンの(a)~(b)ブロック間では、この下降流を補償する逆方向の穏やかな上昇流が生じている。



図-7.10 マクロブロック間の空気流動

## 7. 6. 2 熱輸送の解析結果 (図-7.11 (a),(b))

式(7.3)における温度 $\Theta$ は基準温との温度差を意味している。各ブロック毎の熱収支を検討するため、移流熱輸送量は2つの基準温に基づいて算出する。1つは各ブロックの体積平均温度と界面の温度差に基づいて算出する。

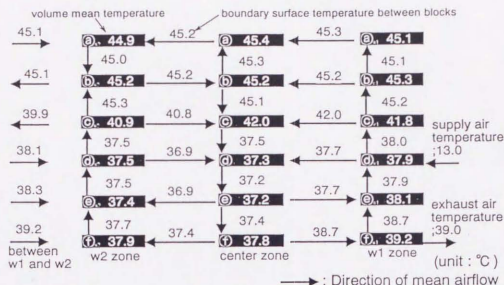
$$\begin{aligned} & \text{各ブロックの体積平均温度に基づく移流熱輸送量} \\ & = \int_s \text{Un} \cdot (\text{界面の温度} - \text{体積平均温度}) \, ds \end{aligned} \quad (7.4)$$

図-7.11(a)に各ブロックの界面平均温度と体積平均温度を示す。もう1つの移流熱輸送量は吸込温度39℃に基づいて算出するものである。

$$\begin{aligned} & \text{吸込口温度に基づく移流熱輸送量} \\ & = \int_s \text{Un} \cdot (\text{界面の温度} - \text{吸込温度} 39^\circ\text{C}) \, ds \end{aligned} \quad (7.5)$$

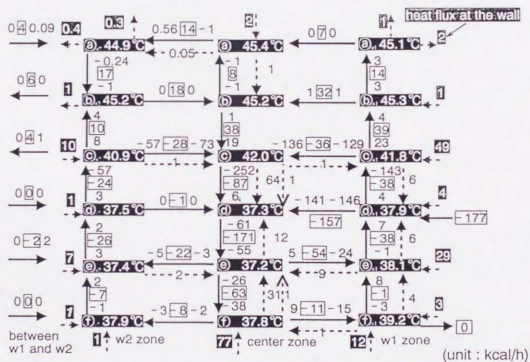
なお、ブロックから流出する空気温度(すなわち界面温度)は一般にそのブロック体積平均温度と同じではない。図-7.11(b)には式(7.5)から算出した値も枠で囲った数値で示す。移流の矢印は平均流の向きに対応。負の数値は基準温であるブロック平均温度より、界面の温度の方が低い空気の移流を示す。

図-7.11(b)より、各ブロック間の熱輸送に関しては移流の割合が大きい。特に、空間高さの半分の領域(全ゾーンの(d)から(c)ブロックにおいて)では移流熱移動がかなり大きい。これはこの領域における温度勾配が大きい(図-7.6、図-7.11(a)参照)ことによる。また、噴流域を含む空間下部では前述したように空気流動が大きく移流による熱輸送量が当然ながら大きい(w1とセンターゾーンの(d)ブロック間、センターゾーンの(d)~(e)ブロック間)。また床面流入熱の大きいセンターゾーン最下部では乱流拡散による熱移動量が大きい(センターゾーンの(f)~(e)ブロック間)。一方空間上部の安定成層領域では乱流拡散熱移動量は極めて小さい(全ゾーンの(a)~(c)ブロック周り)。但し、温度勾配の大きい空間高さの半分の領域(センターゾーンの(c)~(d)ブロック間)では、下向きの乱流拡散熱移動量が比較的大きい<sup>(注6)</sup>。W1ゾーンでは壁面からの対流熱伝達(放射受熱相当分)により、床から天井へ一貫した上昇流が生じ壁面流入熱を空間上部へ輸送している。



- (1) Values in black box indicate volumetric mean temperature of the block  
 (2) Values between black boxes indicate boundary surface mean temperature between the blocks

(a) ブロックの体積平均温度と界面平均温度



- : heat transport by convection (1) Values without square frame are calculated based on volumetric mean temperature of nearest block  
 ---→ : heat transfer by turbulent diffusion (2) Values in square frame are calculated based on exhaust air temperature; 39.0°C  
 ---> : heat transfer by molecular diffusion (注3)

(Arrow direction of heat transport by convection corresponds to direction of mean airflow, those of turbulent diffusion and molecular diffusion correspond to direction of heat flow)

(b) 熱移動量 (注5)

図-7.11 マクロブロック間の熱移動量

### 7. 6. 3 エネルギー収支式に基づく総運動エネルギー収支の評価結果 (図-7.12)

図-7.12において、丸(○)付き数字は式(7.3)総運動エネルギーの収支式の各項に対応している。矢印は平均流の向きに対応。①～③の符号は各ブロックからの平均流外向きを正とし、正の値はそのブロックからのエネルギー流出(損失)を表す。④, ⑤の符号は正はブロック内部でのエネルギー損失、負はエネルギー取得を表す。なお、④項の計算において基準温度として吸込温度(39℃)を用いている。(一方、吹出温度は13℃である。このように空間のある領域では基準温度より低く(冷たく)、また、ある領域では基準温度より高い(暖かい)<sup>(注7)</sup>)。本評価において、「冷」、「暖」というのはそのポイントの温度が吸込口温度よりも低いあるいは高いことを意味する。)

吹出口に近い領域では平均流の移流による総運動エネルギー輸送①が大きく(w1とセンターゾーンの(d)ブロック間)、噴流の減衰域ではレイノルズ応力による仕事③が大きく

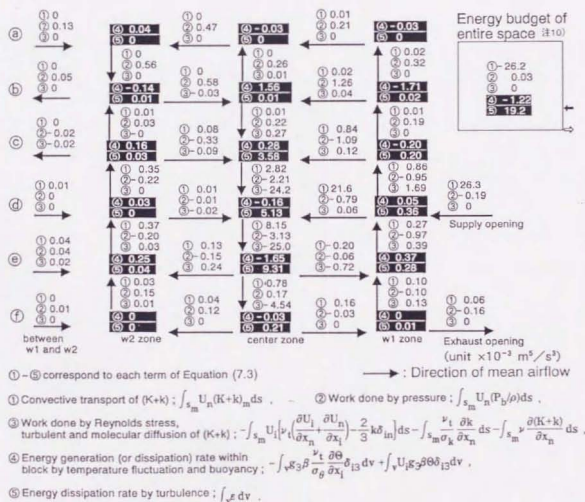


図-7.12 エネルギー収支式に基づく総運動エネルギー収支

い（センターゾーンの(c),(d),(e)ブロック周り）。これら噴流域を含むブロックではエネルギー散逸⑤も大きい（センターゾーンの(d),(e)ブロック）。上部の安定成層域（全ゾーンの(a)～(b)ブロック間、(a)ブロック周り）では①、③の項は極めて小さく、静圧による仕事②の収支合計が浮力のなす仕事④に対応する（センター及びw1ゾーンの(b)ブロック。例えば、センターゾーンの(b)ブロックにおいて、流入する静圧のなす仕事②は(-1.26,-0.58)、流出する静圧のなす仕事②は(0.26+0.22)で合計-1.36となる。この値は概ね浮力のなす仕事④の1.56に対応する）。冷気が下降するブロック（センターゾーンの(d),(e)ブロック;それぞれ-0.16,-1.65）及び暖気が上昇するブロック（w1ゾーンの(b),(c)ブロック;それぞれ-1.71,-0.20）では浮力によるエネルギー生成④の寄与が大きい<sup>(注7)</sup>。

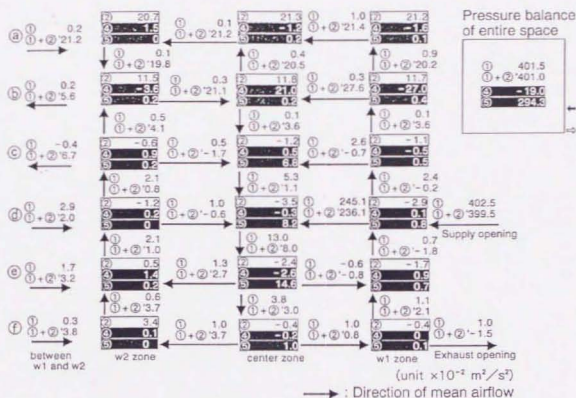
#### 7. 6. 4 エネルギー収支式に基づく動圧、全圧の評価結果（図-7.13）

式(7.3)の①、(①+②)項を界面の通過流量で除すことにより、換気回路網解析で一般に用いられる動圧（総運動エネルギーに対応）及び全圧（総運動エネルギー+ポテンシャルエネルギーに対応）が求まる。但し、ここでは動圧は平均流のみならず乱れ成分による動圧を含む。また、式(7.3)の④、⑤項を各ブロックの流入流量で除すことにより便宜的な浮力による全圧取得（又は損失）及び乱れによる全圧損失に相当する諸量が得られる。これらの値を新たに①～⑤として図-7.13に示す。

吹出口に近い領域（w1及びセンターゾーンの(b)ブロック周り）では当然の事ながら動圧①が極めて大きい。他のブロック間では小さな値（噴流域の減衰域すなわち全ゾーンの(c),(f)ブロック周りで1/100程度、上部ブロック間では1/1000程度）となる。空間下部の噴流通過ブロック（センターゾーンの(d),(e)ブロック）では乱れによる全圧損失⑤が大きく、また冷気が下降するブロック（センターゾーンの(e)ブロック）は浮力による全圧取得④<sup>(注7)</sup>が大きい。冷気が上昇する領域であるw2ゾーンの(c)から(c)ブロックでは、浮力により実質的にエネルギー損失④となる。空間上部（全ゾーンの(a),(b)ブロック）において、静圧の分布は温度分布に従い上部が高い（同じ高さの静止大気圧に比べ圧力が高い）<sup>(注8)</sup>。壁面暖気が上昇するブロック（w1及びw2ゾーンの(b)ブロック）では浮力による全圧取得④が大きく、センターゾーンの(b)ブロックでは暖気が下降するブロックとなるため浮力による全圧損失④が大きい。

図に示した圧力の計算結果から全圧損失係数 $\zeta_1$ と $\zeta_2$ が得られる。全圧損失係数 $\zeta_1$ は空間全体での全圧損失（エネルギー損失）⑤から計算され、全圧損失係数 $\zeta_2$ は流入流出の全圧差から求められる。 $\zeta_1=0.74$ 、 $\zeta_2=1.0$ となる<sup>(注9)</sup>。既往の $\zeta$ の値（急拡大 $\zeta=1.0$ ）と比較すると、今回計算された $\zeta_2$ が良く対応する。しかし、エネルギー損失⑤から計算された $\zeta_1$ は小さい。この誤差は主にエネルギー散逸が過小に評価されているためと考えられる<sup>(注10)</sup>。





- ① Dynamic pressure :  $\int_{\Sigma} U_n (K+k)_m ds / Q_m$  , ② Static pressure at each block :  $\int_V (P_b/\rho) dv / \int_V dv$  ,  
 ①+②' Total pressure :  $(\int_{\Sigma} U_n (K+k)_m ds + \int_{\Sigma} U_n (P_b/\rho) ds) / Q_m$  ,  
 ④ Total pressure gain (or loss) by buoyancy :  $(-\int_V g \rho \frac{\partial \theta}{\partial x_1} \delta_{13} dv + \int_V U_n g \rho \delta_{13} dv) / Q$  ,  
 ⑤ Total pressure loss by turbulence :  $\int_V \epsilon dv / Q$  ,  
 (  $Q_m : \int_{\Sigma} U_n ds$ , rate of airflow passing m-th surface     $Q$  : total inflow rate to each block )

図-7.13 エネルギー収支式から算出される動圧と全圧



## 7. 7 マクロ評価による冷房時と暖房時の空気流動、熱流束の比較

### 7. 7. 1 暖房時のCFD解析

ここでは、第4章の暖房模型実験に対応する暖房時の数値解析を行うとともに、マクロな視点から空気流動、熱輸送に関し、冷房時と暖房時の比較検討を行う。更に、壁面近傍ゾーン巾を変えたマクロブロック間の熱・空気流動を評価し、空間のマクロ評価ブロックの設定が評価結果に与える影響を検討する。

以下、比較のため、これまでに説明した冷房時も併せて記述する。

#### (1) CFD解析概要

図-7.14(b)に示す実験Case H3に対応したケースについて標準 $k-\epsilon$ 2方程式モデルにより計算を行う(図-7.14(a)は前掲図-7.3に同じ)。境界条件を表7.3に示す。計算条件は冷房時の計算と同じである(前掲表-7.2を参照)。実験及びその放射計算より得られた壁面対流熱伝達量を熱の境界条件とする。図-7.15(b)に壁面対流熱伝達量を示す(図-7.15(a)は前掲図-7.5に同じ)。冷房と暖房で空調熱量(負荷の絶対値)はほぼ等しく設定。但し、吹出運動量(吹出風量)は暖房時の方が小さくなっている(吹出温度差は大)。

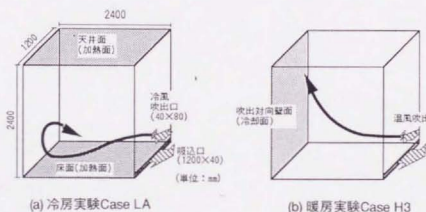


図-7.14 計算対象流れ場 (アトリウム模型縮尺1/10)

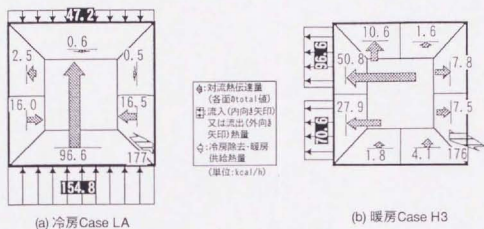


図-7.15 壁面における対流熱伝達量 (模型実験結果)

表-7.3 境界条件

流入境界	$U_{in}=2.82\text{m/s}$ (冷房 CaseLA), $2.33\text{m/s}$ (暖房 CaseH3) $k_{in}=1/2 \cdot (U_{in} \times 0.05)^2$ , $\epsilon_{in}=C_p \cdot k_{in}^{3/2} / \ell_{in}$ ( $\ell_{in}=0.005\text{m}$ , 吹出口巾の $1/7$ ), $\Theta_{in}=13.0^\circ\text{C}$ (冷房 CaseLA), $53.3^\circ\text{C}$ (暖房 CaseH3)
流出境界	$U_{out}=0.14\text{m/s}$ (冷房 CaseLA), $0.11\text{m/s}$ (暖房 CaseH3) $k_{out}$ , $\epsilon_{out}$ , $\Theta_{out}$ はフリースリップ
壁面境界	(速度)一般化対数則。(温度)実験及び放射伝熱計算より求められ る対流熱伝達量を熱流として与える (図7.15 参照。実際には図7.15 よりも細かい領域に分けて設定)

## (2) CFD解析結果

暖房時の結果を中心に述べる。

### 1) 温度分布 (図-7.16(b))

CFD解析結果は温度場に関し、実験と良く対応。吹出温風の影響を直接受ける領域を除き、水平方向の分布は小さく、冷房時(図-7.16(a))と同様。

### 2) 風速ベクトル (図-7.17(b))

流れ場に関し、ほぼ実験を再現 (図-7.18)。吹出温風は対向壁上部の天井面との隅角部へ到達、拡散。全体的に鉛直方向成分が大きい流れ場を形成し冷房時 (図-7.17(a)) と対称的。壁面近傍では下降流が発生。特に対向壁面(冷却面)の下降流は床面に沿う流れ (コールドドラフト) を形成。

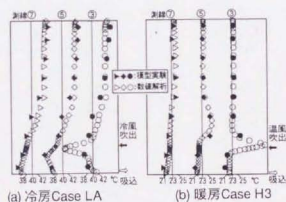


図-7.16 温度分布の比較 (模型実験とCFD解析)

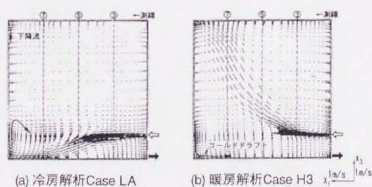


図-7.17 風速ベクトル (CFD解析、中央断面)

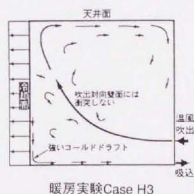


図-7.18 気流の拡散状況 (模型実験スケッチ)

## 7. 7. 2 マクロ評価による冷房時と暖房時の比較

ここでは、CFD解析結果に基づくマクロ評価により冷房時及び暖房時の空間内の巨視的な熱・空気流動を比較検討する。マクロ評価に用いるブロック分割は7. 5節と同じである。なお、次節7. 7. 3で述べる理由から以下結果の図には3種の壁近傍ゾーン巾の場合について示されているが、ここでは②（壁近傍ゾーン巾が7. 5節と同じ場合）に絞って冷房時と暖房時の比較検討を行う。

### (1) マクロ評価による空気流動の冷房時と暖房時の比較

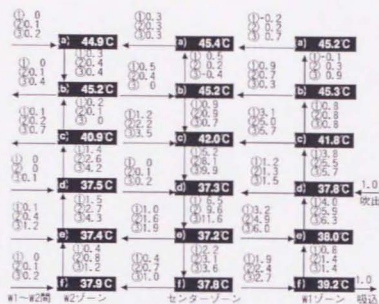
図-7.19中の②（壁近傍巾が7. 5節と同じの場合）。結果は全て吹出風量で基準化、吹出風量=1.0として表示している。

#### 1) 冷房CaseLA（図-7.19(a)の②）

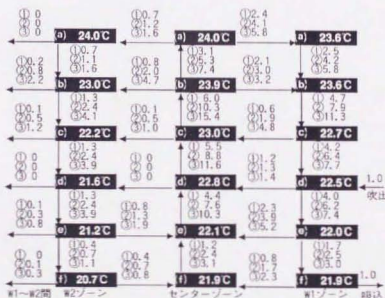
センターゾーン(以下センター)では下降流、壁面近傍ゾーン（以下壁近傍）では上昇流が生じている。吹出噴流域（センター(d)～(e)間）では吹出風量の10倍程度の大きな空気流動が生ずる。一方、空間上部（センター(a)～(b)間）の空気流動は極めて小さく吹出風量の1/10程度。また、センターと壁近傍間の水平方向には、(b)～(d)でセンターへ誘引される流れ（特に(c)のw1～センター間で吹出風量の5倍の大きな空気流動）が、(e)、(f)で壁面近傍へ拡散する流れ（特に(e)のセンター～w1間で吹出風量の5倍程度の大きな空気流動）が見られる。

#### 2) 暖房CaseH3（図-7.19(b)の②）

センターで上昇流、壁近傍で下降流が生じ冷房時と対照的。吹出温風の上昇するセンター(e)～(a)間では吹出風量の10倍程度の大きな空気流動が見られ、吹出風量が冷房時より少ないにも拘らず、空間全体に極めて活発な空気流動が生ずる。また、水平空気流動は、(e)、(f)でセンターへ誘引される流れ（特に(e)のw1～センター間で吹出風量の4倍程度の大きな空気流動）が、(d)、(e)では壁近傍w1からセンターへ、センターから冷却壁近傍W2へ僅かに誘引される流れが、(b)、(a)ではセンターから壁近傍へ拡散する流れ（特に最上部(a)のセンター～W1間で吹出風量の4倍以上の大きな空気流動）がそれぞれ見られる。



(a) 冷房解析Case LA



(b) 暖房解析Case H3

図-7.19 3種の壁近傍ゾーン巾におけるブロック間の空気流動  
(冷房時と暖房時の比較)

■内の数値は、壁近傍ゾーン巾H/30の時の各ブロック体積平均温度。図-7.19, 7.20, 7.22, 7.23共通)

(→:平均流の向き。各数値は吹出風量で基準化した界面の通過風量、吹出風量=1.0として表示。)

## (2) マクロ評価による熱輸送の冷房時と暖房時の比較

図-7.20 (壁近傍巾が7.5節と同じ場合)。結果は全て空調供給熱量で基準化、空調供給熱量=100として表示。

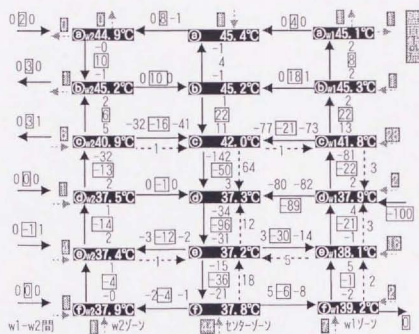
### 1) 冷房CaseLA (図-7.20(a))

ブロック間の熱輸送に関しては移流による熱移動が支配的。特に吹出噴流域では空気流動が大きく移流熱輸送量が多い((d)のW1～センター間、センター(d)～(f)間)。大きな熱流入のある床面直上(センター(f)～(e)間)では乱流拡散による熱輸送も大きい。一方、空間上部では熱輸送が小さく、特に拡散は殆ど0(全(a)～(b)間、(a),(b)のセンター～壁近傍間)。(c)のセンター～壁近傍間の水平方向の熱輸送は、移流によるものが拡散によるものの50倍以上大きい。

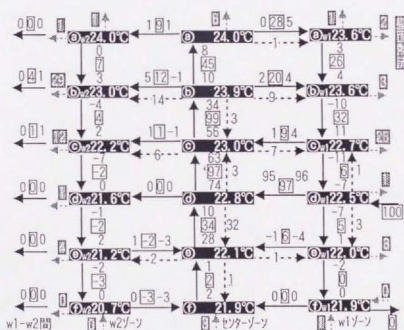
### 2) 暖房CaseH3 (図-7.20(b))

吹出温風が上昇するため、空間上部でも活発な移流熱輸送が見られ、冷房時と対称的。鉛直方向の熱輸送(センター(d)～(a)間)は移流によるものが拡散によるものの10倍以上大きい。一方、水平方向((b),(c)のセンター～壁近傍間)では乱流拡散によるものが移流によるものより2～10倍程度大きく、鉛直と水平で熱輸送の構造が冷房時とは大きく異なる。これは、本暖房ケースは鉛直壁面が冷却面であるため、センターと壁近傍との界面における水平方向の温度勾配が大きいことによる。





(a) 冷房解析 Case LA



(b) 暖房解析 Case H3

図-7.20 ブロック間の熱移動量 (冷房時と暖房時の比較)

→: 移流 (各数値は最寄りの各ブロック体積平均温度を基準に算出。但し□の数値は吸込温度を基準に算出)      .....: 乱流拡散

### 7. 7. 3 ブロック分割がマクロ評価結果に与える影響

ここではブロック分割における壁面近傍ゾーン巾（以下壁近傍巾）の違いがブロック間の熱・空気流動の評価に与える影響を検討するため、図-7.21に示す様に次の3種の壁近傍巾

- ①H/60（H:空間の巾、7. 5 節の壁近傍巾の1/2倍）、
- ②H/30（7. 5 節の壁近傍巾に同じ）、
- ③H/15（7. 5 節の壁近傍巾の2倍）

を設定し、各壁面近傍巾における熱・空気流動の比較検討を行う。尚、上下方向の分割巾は全ケースとも7. 5 節のそれと同じである。

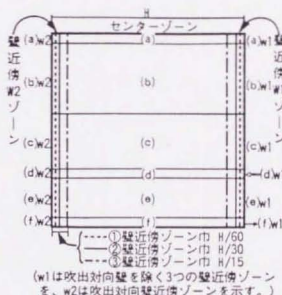


図-7.21 マクロ解析ブロック分割（3種の壁近傍ゾーン巾）

#### （1）壁近傍ゾーン巾の違いが空気流動の評価に与える影響

前掲図-7.19. 3種の壁近傍巾におけるブロック間の空気流動の評価結果を比較する（吹出風量=1.0として表示）。

冷房時の空間下部（c）～（f）及び暖房時の空間全体において、壁近傍巾が大きくなるほど、壁近傍のみならずセンターの空気流動が大きく評価される。冷暖房時ともにセンター及びw1において、③巾H/15の場合には①巾H/60の場合の2倍程度、また、w2においては、3倍程度大きな空気流動となる。これらの領域においてはセンターと壁近傍間に活発な循環流（主に吹出气流に惹起される流れ）があり、このブロック間に生ずる循環流のスケール（半径）が今回設定したブロックの壁近傍巾より大きいためこの様な性状を示したものと考えられる。すなわち、壁近傍巾を大きく設定した場合、各センターブロック界面内では平均流の向きと逆向きの流れを含むことが少なく、上下（もしくは

水平) 流のキャンセル分が少なくなり、壁面近傍ブロックでは壁近傍巾の拡大に伴って通過する流量が増すためである。一方、冷房時の空間上部(成層化による停滞域:(a),(b)ブロック)においては、壁近傍巾が大きくなっても流量はあまり変わらない(W2の(a)~(b)ブロック間)。もしくは平均流の向きが逆転する結果(センター、W1の(a)~(b)ブロック間)となる。これは、壁面での上下流(この場合自然対流)の厚さは極めて薄いこと、また壁面から離れた領域の気流は極めて小さいことによる。

#### [考察]

空間をブロック分割して換気回路網解析により流れのマクロ評価を行う場合、ブロック間の流束が最大を示す様に空間分割することが望ましい<sup>(注1)</sup>。今回、3種の壁近傍巾を検討することにより、壁近傍流れ場の特徴をより明確に捉えることが出来た。流れが空間で滞留しており壁近傍のみに温度差による自然対流が顕著な場合、この薄い壁面近傍流を捉える壁近傍巾を確保すればそれ以上厚い壁近傍巾を指定しても流束の評価に大きな差異は生じない。一方、吹出気流とその誘引流等により空間に大きな循環流が生ずる場合、壁近傍ブロックもこの循環流を捉えるため壁近傍巾が流束の評価に大きな影響を与える。従って、この領域では循環流のスケールに応じた適切なブロック分割が正確な流束評価に重要となる。適切な分割方法に関する指針を得るには、事例を重ねる必要があり、今後の課題である。

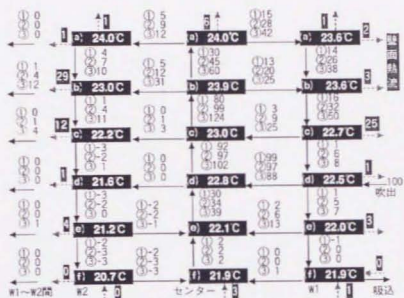
#### (2) 壁近傍ゾーン巾の違いが熱輸送評価に与える影響

暖房時の3種の壁近傍巾における移流及び乱流拡散による熱輸送結果を図-7.22及び図-7.23に示す(空調供給熱量=100として表示)。

移流熱輸送は、当然のことながら空気流動に対応し、空間全体において壁近傍巾が大きくなるほど大きく評価される(図-7.20)。一方、乱流拡散による熱輸送は、壁近傍巾が小さくなるほど大きく評価される(図-7.21(b),(c)のセンター~壁近傍間の水平方向)。壁近傍巾の設定の違いにより移流及び乱流拡散による熱輸送の割合が異なる結果が得られる。後者に関しては水平方向すなわち壁面に対して垂直方向の乱流熱輸送でこの傾向が顕著である。これは、壁面流入熱は、壁近傍においては乱流拡散により(無論、更に壁面極近傍の層流底層においては分子拡散により)空気へ輸送され、その後壁から離れるに従い移流による輸送が支配的になることを示している。

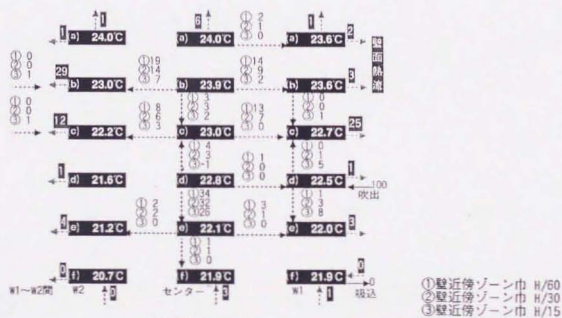
#### [考察]

空間をブロック分割して換気回路網解析により流れのマクロ評価を行う場合、拡散輸送が小さく無視できることが望ましい。拡散は、ある程度ブロックが大きいと陽に表れずマクロ評価に都合がよい。拡散過程を無視し、流束を正しく評価できるブロック分割を行うためには、室内流れ場を想定し、ある程度大きな分割巾を用いることが望ましい。本マクロ評価は、この様な考察に有効である。



暖房解析Case H3

図-7.22 3種の壁近傍ゾーン巾における移流による熱輸送



暖房解析Case H3

図-7.23 3種の壁近傍ゾーン巾における乱流拡散による熱輸送

(矢印の向きは、壁近傍ゾーン巾 H/30の時の平均流の向きを表す)

(空調投入熱量で基準化、空調投入熱量=100として表示)

## 7. 8 第7章結論

本章ではCFD（マイクロシミュレーション）により解析された流れ場、温度場を巨視的に理解するマクロ評価手法について説明すると共に、本研究で行った模型実験に対応したCFD結果に基づくマクロ評価を行い、以下の結論を得た。

- 1) CFD（マイクロ解析）、マクロ評価、回路網解析の相互関連を説明した。マクロ評価の基礎式を示し、マクロ評価の重要性を明らかにした。
- 2) CFDにより解析された流れ場、温度場について、マクロ評価によりマクロ的な視点から空間内の熱・空気移動を検討した。このマクロ評価により熱、空気及びエネルギー輸送について新たな巨視的な特徴を明らかにすることができた。
- 3) 吹出噴流の通過するブロックにおいては吹出風量の10倍以上の流量となる。壁面近傍の上昇流（あるいは下降流）による熱・空気輸送はかなり大きい。
- 4) 空間全体にわたり熱輸送に関しては移流熱輸送の割合が大きい。床近傍においては乱流拡散による熱輸送が大きい。一方、空間上部では温度成層により乱流拡散による熱輸送は極めて小さい。
- 5) 吹出口に近い領域では平均流の移流による総運動エネルギー輸送が大きく（噴流の減衰域ではレイノルズ応力による仕事大きい。冷気が下降する領域あるいは暖気が上昇する領域では浮力によるエネルギー生成の寄与が大きい。
- 6) 吹出口に近い領域を除き、動圧はかなり小さい。冷気が下降する領域では浮力による全圧（エネルギー）取得となり、暖気が上昇する領域では全圧（エネルギー）損失となる。
- 7) 流入流出の全圧差から求められる全圧損失係数は1.0となり、一般に使われる急拡大における値 $\zeta=1.0$ に良く対応する。
- 8) マクロ評価により冷房時と暖房時における熱・空気流動の巨視的な特徴の違いを明らかにすることができた。
- 9) 空間の分割を変化させて、熱・空気流動を評価した。一つの指針として、流れ場に対応したある程度大きなブロック分割巾を用いることが、今後の換気回路網解析による流れのマクロ評価では望ましいことが示された。
- 10) マクロモデルによる予測法を確立するためには、マクロ評価結果の回路網解析への組み込みが必要であり、今後の課題である。



# 第7章の注

注1) 吹出速度は、吹出風量／吹出口有効面積 にて算出している。但し、吹出口有効面積＝吹出口面積－乱流生成格子投影面積。(なお、乱流生成格子投影面積／吹出口面積＝1/4である)

注2) 流量、熱、運動エネルギーの収支を計算する基礎方程式は以下の式である。

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (A7.1)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U_i \frac{\partial \theta}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial \theta}{\partial x_j} - \overline{u_i \theta} \right) = 0 \quad (A7.2)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial P_b / \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u_i u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + g_3 \beta \theta \delta_{i3} = 0 \quad (A7.3)$$

式(A7.1)は連続の式、式(A7.2)は温度輸送方程式、式(A7.3)はレイノルズ平均NS方程式である。式(A7.3)はBoussinesq近似による式である。この式における  $P_b$  (過剰圧力) は床面圧力を  $P_0$  とし、同じ高さの静止大気圧との差圧を表す。密度の空間勾配は小さく  $\partial \rho / \partial x_i = 0$  を仮定している。

式(A7.3)に  $U_i$  をかけることにより、平均運動エネルギー  $K (= 1/2 \cdot U_i^2)$  の輸送方程式が得られる。

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \frac{\partial U_i K}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i P_b / \rho}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i \overline{u_i u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial K}{\partial x_j} \right) + \nu \frac{(\partial U_i)^2}{(\partial x_j)^2} - \overline{u_i u_i} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + g_3 \beta \theta U_i \delta_{i3} = 0 \quad (A7.4)$$

変動速度  $u_i$  の方程式はオリジナルなNS方程式からレイノルズ方程式を引くことにより得られる。乱流運動エネルギー  $k (= 1/2 \cdot \overline{u_i^2})$  の輸送方程式は変動速度の式に  $u_i$  をかけることにより得られる。

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial U_i k}{\partial x_j} + \frac{\partial (\overline{u_i u_i u_i} + \overline{u_i P_b / \rho})}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \overline{u_i u_i} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + g_3 \beta \overline{u_i \theta} \delta_{i3} + \epsilon = 0 \quad (A7.5)$$

総運動エネルギー ( $K+k$ ) の輸送方程式は式(A7.4)と式(A7.5)の和として表される。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (K+k)}{\partial t} + \frac{\partial U_i (K+k)}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i P_b / \rho}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i \overline{u_i u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial (K+k)}{\partial x_j} \right) \\ & + \frac{\partial (\overline{u_i u_i u_i} + \overline{u_i P_b / \rho})}{\partial x_j} + \nu \frac{(\partial U_i)^2}{(\partial x_j)^2} + g_3 \beta \theta U_i \delta_{i3} + g_3 \beta \overline{u_i \theta} \delta_{i3} + \epsilon = 0 \end{aligned} \quad (A7.6)$$



式(A7.1)、(A7.2)、(A7.6)を各ブロック内で積分し、ガウスの発散定理により以下の式を得る。なお、乱流熱フラックス $-\overline{u_j\theta}$ 、レイノルズストレス $-\overline{u_i u_j}$ をEVMで評価。

$$\int_s U_n ds = 0 \quad (A7.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \theta dv + \int_s U_n \theta ds - \int_s \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial x_n} ds - \int_s \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_n} ds = 0 \quad (A7.8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \int_v (K+k) dv + \int_s U_n (K+k) ds + \int_s U_n \left( \frac{P_b}{\rho} \right) ds \\ & - \int_s U_i \left\{ \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_n} + \frac{\partial U_n}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{in} \right\} ds - \int_s \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_n} ds - \int_s \nu \frac{\partial (K+k)}{\partial x_n} ds \\ & - \int_v g_3 \beta \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \delta_{i3} dv + \int_v g_3 \beta \theta U_i \delta_{i3} dv + \int_v \left( \varepsilon + \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right)^2 \right) dv = 0 \end{aligned} \quad (A7.9)$$

表面積分は各ブロック界面6面で行うので式(A7.7)、(A7.8)は本文式(7.1)、(7.2)で表される。同様に総運動エネルギー $(K+k)$ の収支式は式(7.3)で表される。

注3) 分子拡散は極めて小さいので解析においてこの項の予測精度はあまり信頼できない。

注4)  $K$ の本来の定義は $1/2 \cdot \rho \cdot U_i^2$  (dynamic form) である。しかし、 $1/2 \cdot U_i^2$  (kinematic form) で表されることが多い。本論文ではエネルギー $K, k$ 及び圧力はkinematic formで示す。

注5) 各ブロックの収支は必ずしも厳密に0になっていない。これは十分定常に達していないためと考えられる。

注6)  $w1, w2$ 及びセンターゾーンのこの(c)~(d)間ではブロック体積平均温基準の移流熱量が大きい。これは、図-7.11(a)に示す通り、この領域では温度勾配が大きく(c)~(d)界面温度と(c)ブロックの体積平均温度に大きな差があるためである。

注7) 式(7.3)の④項 温度変動、浮力による総運動エネルギー生成は次式で表される。

$$- \int_v g_3 \beta \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \delta_{i3} dv + \int_v g_3 \beta \theta U_i \delta_{i3} dv$$

空間内の流れ場において、一般に第2項は第1項よりかなり大きい。冷気が下降する場合、 $U_3 < 0$ ,  $\theta < 0$  となり  $U_3(-9.8)\beta\theta\delta_{33} < 0$  となる。従って、浮力のなす仕事  $\int_v U_i g_3 \beta Q \delta_{i3} dv$  は負となり、運動エネルギー生成となる。暖気が上昇する場合もま

た、浮力のなす仕事は負となる。暖気が下降、あるいは冷気が上昇するとき浮力のなす仕事は正となり、総運動エネルギーは散逸する。

注8) 圧力 $P_b$ の鉛直方向の分布は浮力項と強く関連している。空気が十分に停滞しているとき、 $U_3$ の運動量の式から次の関係式が導ける。

$$\partial(P_b/\rho)/\partial z = -g_3\beta\Theta \quad (A7.10)$$

$$P_b/\rho = -g_3\beta \int_0^h \Theta dz + \text{const.} \quad (A7.11)$$

式(A7.10)は、温度差 $\Theta$ が常に負となるように基準温度 $\Theta_0$ が選ばれた場合、 $\partial(P_b/\rho)/\partial z < 0$ となり $P_b$ は空間底部で高く、空間上部で低くなることを示している。しかし、 $\Theta$ が常に正となるように基準温度 $\Theta_0$ が選ばれた場合、 $\partial(P_b/\rho)/\partial z > 0$ となり $P_b$ は空間上部で高く、空間底部で低くなる。今回のアトリウムモデルにおいては後者の鉛直圧力分布の傾向が観察される。本計算では基準温度として吸込温度39.0℃を用いており、図-7.6に示すように平均的な空間温度は40℃を十分越えており、吹出噴流域を除いて $\Theta$ はほとんど正となる。

このように、鉛直方向の圧力のなす仕事 $\int_V U_3(P_b/\rho) ds$ は基準温度 $\Theta_0$ の取り方で変化する。また、浮力のなす仕事 $\int_V U_3 g_3 \beta \Theta dv$ も基準温度 $\Theta_0$ の設定により変化する。しかしながら、空気が停滞している場合、 $\int_V U_3(P_b/\rho) ds$ と $\int_V U_3 g_3 \beta \Theta dv$ の合計は基準温度 $\Theta_0$ の取り方によらずほとんど変化しない。

注9)  $\zeta_1$ 及び $\zeta_2$ は図-7.13に示した空間全体の圧力バランスの結果を用いて、次式により算出。

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= \textcircled{5} / (U_m^2/2) = 2.94 / (2.82^2/2) = 0.74 \\ \zeta_2 &= \text{吹出と吸込の全圧差} / (U_{in}^2/2) \\ &= 4.01 / (2.82^2/2) = 1.0 \end{aligned}$$

注10) 流れ場が定常であれば、図-7.12の空間全体のエネルギー収支は本来0になるはずである。今回、収支は $(-26.2 - 1.22 + 19.2 + 0.03) \times 10^3 = -8.2 \times 10^3$ とエネルギー取得となっている。文6)にシミュレーションにおいて、平均運動エネルギーの数値的なエネルギー流出及び乱流エネルギー生産項の差分近似の誤差によりエネルギー散逸が小さくなることが往々にして生ずることが示されている。本計算でも $\textcircled{5}$ エネルギー散逸が過小に評価されているものと考えられる。

注11) これまで本で述べたように、移流による熱移動は熱輸送の主要な部分を占める。また、空気の汚染質濃度評価においても移流を正しく評価することは重要である。これらのことから、流れのマクロ評価を行う場合、ブロック間の正味の流量を捉えることが大切であり、ブロック間の流量が最大を示す位置でのブロック分割が望ましい。

## 第7章 記号の説明

- $U_i$  :  $i$ 方向平均流速  
 $u_i$  :  $i$ 方向流速の変動成分  
 $P$  : 圧力の平均値  
 $K$  : 平均運動エネルギー  
 $k$  : 乱流エネルギー  
 $\epsilon$  : 乱流エネルギー $k$ の散逸率  
 $\Theta$  : 温度の平均値  
 $\theta$  : 温度の変動成分  
 $-\overline{u_i u_j}$  : レイノルズストレス  
 $-\overline{u_i \theta}$  : 乱流熱フラックス  
 $g_i$  :  $i$ 方向重力加速度  
 $Pr$  : プラントル数  
 $\rho$  : 密度  
 $\nu$  : 分子粘性係数  
 $\nu_i$  : 渦粘性係数  
 $\beta$  : 体膨張係数  
 $\delta_{ij}$  : クロネッカデルタ  
 $P_b$  : 過剰圧力  
 $Q_m$  : ブロックの $m$ 番目の面を通過する流量  
 $\xi$  : 全圧損失係数  
 (添字)  
 $i, j, k$  : 座標軸の番号 ( $i=3$ の時、重力方向を示す)  
 $in$  : 吹出口での値  
 $out$  : 吸込口での値  
  
 $\overline{\quad}$  : オーバーバーは平均操作

## 第7章 参考文献

- 1) 加藤信介、村上周三、崔棟皓：建物内外の空気流動に関するマクロ・ミクロ解析の統合（その1）エネルギー保存則に基づくマクロ解析モデルの提案、日本建築学会大会学術講演梗概集、1990年10月、pp.507-508
- 2) Axley, J.W. : Integrating Microscopic and Macroscopic Models of air Movement and Contaminant Dispersal in Building、Building Systems: Room Air and Air Contaminant Distribution, Edited by Leslie L. Christianson, ASHRAE, 1988, pp.116-122.
- 3) Schläin, A., Dorer, V., Van der Maas, J., Moser, A. : A New Method for Linking Results of Detailed Air Flow Pattern with Multizone Models, Ventilation for Energy Efficiency and Optimum Indoor Air Quality, 13th AIVC Conference, Nice, France, 1992, pp.63-76
- 4) S. Murakami, S. Kato, S. Akabayashi, K. Mizutani, Y.-D. Kim : Wind Tunnel Test on Velocity-pressure Field of Cross-ventilation with Open Windows, ASHRAE Trans., 1991, Vol.97, Part1
- 5) Viollet, P.L. : On the Numerical Modeling of the Stratified Flows, Proc. Symposium Physical Processes in Estuarie, 1986
- 6) 村上周三、加藤信介、永野紳一郎：室内気流数値解析の診断システムに関する研究、第1回数値流体力学シンポジウム講演論文集、1987年12月
- 7) 横井睦己、村上周三、加藤信介、近本智行：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究（その9）数値シミュレーションによる熱・空気流動のマクロ解析、日本建築学会大会学術講演梗概集、1993年9月、pp.761~762
- 8) 横井睦己、村上周三、加藤信介、近本智行：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究（その10）数値シミュレーションによる熱・空気流動のマクロ解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、1993年10月、pp.141~144
- 9) S. Murakami, S. Kato, M. Yokoi : Micro/Macroscopic Analysis of Airmass, Heat and Energy Transport within an Enclosure, ROOMVENT '94, Krakow, Poland, 1994.6
- 10) 横井睦己、村上周三、加藤信介：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究（その13）冷暖房時の熱・空気流動性状に関するマクロ解析、日本建築学会大会学術講演梗概集、1994年9月、pp.37~38

- 11) 横井睦己、村上周三、加藤信介：アトリウム空間内の気流・温度性状に関する研究  
（その14）CFDに基づく冷・暖房時の空気流動・熱流束に関するマクロ解析、空  
気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、1994年10月、pp.865～868

## 第8章

### 結 語



## 第8章 結語

本研究は模型実験並びにCFD (Computational Fluid Dynamics: 計算流体力学) により、大きなガラス壁で特徴づけられるアトリウム空間内の気流並びに熱流動性状を系統的に解析しその室内環境設計のための基礎資料の整備を行ったものである。具体的な成果は各章に譲り、ここでは主要な結論と今後の課題について述べる。

第1章では、序論として本研究の目的と概要を述べた。

第2章では、天井面もしくは鉛直壁一面をガラス面としたモデルアトリウム空間を対象として、夏期の居住域のみの冷房時において、壁面对流熱伝達量が上下温度分布、吹出気流の拡散性状に与える影響に関して1/20縮尺模型実験により系統的に検討した。特に、居住域冷房時における空調居住域高さ(居住域の吸込口温度とほぼ等温となる領域高さ)の概念を定義・導入し、その高さと壁面からの対流熱伝達量の関係を明らかにした。すなわち、天井面、壁面からの対流熱伝達は空調居住域高さを低く、床面对流熱伝達は空調居住域高さを高くすることを明らかにした。

第3章では、第2章同様夏期冷房時のモデルアトリウム空間を対象とするが、内壁面を全てアルミ面あるいは放射率が既知の黒色面とした模型実験並びに放射熱伝達解析により内壁面の放射率の違いが内部の温熱環境に及ぼす影響、対流と放射の両熱伝達量の特性を詳細に分析した。すなわち、前章では室内に対流熱伝達される熱流を既知として室内の気流・温度分布がどのように形成されるかを検討したものであるのに対し、本章では室内壁面から室内への流入熱を既知とし、この流入熱が放射及び対流によりどのように分配され熱伝達されるかを解析し、さらにその結果としての壁面对流熱伝達が室内の温熱環境形成にどう影響するかを解析・検討した。その結果、(1) 熱収支誤差が10%未満の精度の良い実験を実現し、各壁面の放射・対流伝達熱の出入りの構造を明らかにした、(2) 天井面流入熱のほとんどが放射熱伝達され、対流熱伝達される量は極めて少ないこと、ただし、このわずかな天井面对流熱により上下温度分布は極めて大きくなること、(3) 床面発熱の7割以上が空気に対流熱伝達すること、また、発熱のない床面においても天井面、壁面上部からの放射熱(室内総流入熱量の4割弱)を受熱し空気に対流熱伝達すること、(4) 鉛直壁面からの流入熱は、上部ではほぼ2割が、下部では約8割弱が空気に対流熱伝達されること、を明らかにした。

第4章では、冬期、ガラス面からの貫流熱損失のある温風吹出暖房を行うモデルアトリウムを対象として、冷熱侵入位置、吹出温風が室内壁面での放射・対流伝達特性及び室内温熱環境に及ぼす影響に関して模型実験、放射解析により検討した。特に、冷却面での冷気の下降流(コールドドラフト)の発生状況を詳細に検討した。その結果、(1) 冷却面では放射・対流により熱が流入し、断熱面では対流により熱が流入、放射により熱が流出すること、ただし、冷気が流れる床面では対流により壁面から空気へ熱伝達す

ること、(2)鉛直冷却面を有するケースではコールドドラフトの発生により上下温度分布、壁面温度分布が大きくなること、(3)天井面のみ冷却し壁面、床がよく断熱されると室内温度は均一となること、を明らかにした。

第5章では、CFDを用いて、アトリウムの空調設計における設計データ集を整備する目的で、夏期冷房時のアトリウム空間を対象に、吹出及び吸込方式を影響要因として取りあげ、各要因の気流・温度分布に与える影響に関して系統的に検討した。その結果、

(1)冷風吹出高さは気流・温度分布に極めて大きな影響を与え、必要居住域高さ以下の吹出口設置が重要であること、(2)吹出気流による拡散混合領域が必要居住域高さに対応するような吹出アルキメデス数(吹出速度・温度、吹出口サイズ)の設定が重要であること、(3)上部高温空気の排気は省エネルギー的に居住域冷房を実現するのに有効であることを明らかにした。

第6章では、冬期温風吹出暖房時のアトリウム空間を対象に、CFDを用いて吹出・吸込方式、冷却ガラス面位置、空間アスペクト比などの要因の違いが、気流・温度分布に与える影響に関して系統的に検討した。また、CFD結果との比較により、実務設計で用いられることの多い非等温吹出噴流の予測式の適応性についても検討した。その結果、居住域を効果的に暖房するには、(1)冷却面沿いに落下する冷気を吹出気流等により衝突拡散させること、(2)居住域に侵入した冷気を速やかに排出し居住域では拡散させないことが有効であることを明らかにした。また、冷却面沿いの冷気の居住域侵入を温風水平噴流により遮断できるか否かの目安は、非等温噴流予測式により可能であることを示した。

第7章では、アトリウム空間を流れ場の特徴に応じて幾つかのブロック(居住域、ベリメータ域など)に分割し、ブロック間のマクロな空気流動、熱輸送をCFD結果に基づいて評価する手法(マクロ評価手法)を提案した。また、マクロ評価とCFD及び回路網解析との相互関連を説明し、マクロ評価手法の重要性を説明した。この評価手法により従来のCFD結果のみからだけでは得られない空間内のマクロな熱・空気輸送の構造という環境計画、空調設計上有益な情報が得られることを説明した。すなわち、(1)冷房と暖房における熱・空気輸送の構造の違いを明確に示すことができること、(2)吹出噴流の通過するブロックでは空気輸送量が吹出空気量の10倍以上となること、また、壁面近傍の上昇流(あるいは下降流)による熱・空気輸送はかなり大きいこと、(3)空間全体にわたり移流による熱輸送の割合が大きいことを明らかにした。

以上を要約するに、本論文では、まず模型実験並びにCFDを用いて、アトリウムの空調設計上重要な代表的因子について系統的かつ定量的に検討を行った。ここで得られた知見、特に対流と放射の両熱伝達特性、新たに提案した空調居住域高さの影響因子との関係は、今後のアトリウムの空調設計に資するところが大きいと考える。また、本実験結果は放射・対流連成シミュレーションの検証用データとして極めて重要かつ有効で

ある。また、CFD結果に基づく熱・空気流動のマクロ評価法は、CFD結果から実務設計で有用な情報を得る従来にはない独自の手法であり、今後の適用範囲も広いものとする。

本論文の範囲内においては、アトリウム温熱環境の総合的な予測モデルを確立するまでには至らなかった。本研究の成果を基礎に実務設計でのCFD解析及びそのマクロ評価による検討事例を蓄積し、アトリウム空間のマクロ予測モデルを開発し、将来的には建物全体の換気回路網解析へ応用できる、ミクロ・マクロ統合予測モデルを作成したい。それが本研究の課題である。

謝 辞

## 謝辞

本論文は筆者が大成建設（株）から東京大学生産技術研究所に民間等共同研究員として派遣され、その在籍中に行ったアトリウム空間内の熱・空気流動に関する研究を取りまとめたものです。

東京大学生産技術研究所・教授・村上周三先生からは、研究テーマ設定から論文のまとめ方に至る研究全般に対して常に懇切丁寧なご指導とご鞭撻を賜りました。

東京大学生産技術研究所・助教授・加藤 信介先生からは、模型実験手法、数値解析手法に関する研究全般を通じて、終始懇切丁寧なご指導を賜りました。

また、名古屋大学時代の恩師、名古屋大学・名誉教授・中原信生先生（現神奈川大学教授）からは、工学部及び大学院時代を通じ実務的な見地からも含めて建築設備・環境工学に関する知識、研究のおもしろさ並びに建築設備技術者が持つべき哲学を御教示頂きました。

研究活動全般を通じ、新潟工科大学・助教授・持田灯先生（当時東京大学生産技術研究所・講師）、東京大学生産技術研究所・技官・高橋岳生先生、東京大学生産技術研究所・講師・大岡龍三先生、（株）日建設計・近本智行博士（当時東京大学・大学院生）、前田建設工業（株）・義江龍一郎博士（当時東京大学生産技術研究所・民間等共同研究員）を始め、東京大学生産技術研究所・村上研究室、加藤研究室の皆様から種々のご協力、ご助力を頂きました。

また、この研究の機会は大成建設（株）・設計本部・萩原弘道副本部長、同・技術本部・技術研究所・笠原勲部長の両氏を始めとする大成建設（株）の皆様から与えて頂いたものです。

お世話になった方々に、ここに記して心から感謝の意を表します。

## 付 録

論文の内容の要旨等



## 論文の内容の要旨

論文題目      模型実験並びにCFDによるアトリウム空間内の  
熱・空気流動性状に関する研究

氏 名      横 井 睦 己

本研究は模型実験並びにCFD (Computational Fluid Dynamics: 計算流体力学) により、大きなガラス壁で特徴づけられるアトリウム空間内の気流並びに熱流動性状を解析しその室内環境設計のための基礎資料を整備するものである。

近年、大規模な建物に付随してアトリウムが設けられる事例が多くなっている。一般の居室（いわゆる事務室空間）と比較し、アトリウム空間の建築的・温熱環境的な特徴を列記すると、①一般に大空間である、②ガラスが周壁の多くの部分を占める、③そのため、日射の影響（吸収及び透過日射熱）を強く受け、④貫流熱負荷も膨大となる、⑤したがって、温熱環境要素の分布は時間的・空間的に大きくなりがちである、⑥一般に人の居住するエリアは限定されたエリア（多くは空間底部）である、等である。

アトリウムは上記のような特徴を有しているため、夏期の局所的なオーバーヒート、大きな上下温度分布、冬期のコールドドラフトの発生など一般の居室空間とは異なる温熱環境上の問題が生じやすく、その環境設計においては設計段階

における十分な温熱環境に対する配慮が必要となる。すなわち、アトリウム空間内の温熱・空気環境の分布性状を的確に予測し、熱・空気流動の構造的な理解をふまえた上での空調計画、制御計画を行うことが望まれる。これらの計画・設計に当たっては従来の経験、設計手法の延長では対処できないことが多く、これまで、大空間・アトリウム建築の個別事例に関しては模型実験・数値解析を用いたいくつかの予測・検討がなされている。また、大空間の上下温度分布、空調熱負荷を実務レベルで簡易に予測する手法についても提案されている。しかしながら、室内流入出熱流、空調吹出気流といった要因がそれぞれ空間内部の熱・空気流動性状に及ぼす影響について系統的に検討を行い、温熱・空気環境形成の構造的解明を目指した研究は少ない。

この様な状況に鑑み、本研究では模型実験並びにCFDを用いて、空間内に流入出入する壁面熱流、空調吹出・吸込方式などをパラメータとした系統的な解析により、冷房及び暖房時のアトリウム空間内の熱・空気流動性状の構造的な解明を行うとともに、その結果を空調設計へ応用する手法を開発するための基礎的な検討を行う。

本研究ではまず、従来個別に検討を行っているアトリウム空間の温熱環境解析に対し、同空間内の基本的な熱・空気流動の構造的な理解を目的に模型実験を用いて系統的な検討を行う。主要なパラメータとして壁面熱流（侵入熱負荷）の大きさ、位置を取りあげ、これら要因が内部の温熱環境に与える影響を系統的に解析する。また、壁面間の放射熱授受も実験結果に基づき詳細に評価し、空間内の対流・放射熱伝達特性、及びその結果としての内部環境の形成の構造的解明を行う。

次に、吹出・吸込方式、空間形状についても影響要因として取りあげ、CFDを用いて熱・空気流動の系統的な検討を行う。これにより各要因が内部環境に与える影響がどの程度であるか、要因間の相対比較が可能となり、温熱環境に

関する構造的理解が得られる。

また、CFDは流体の支配方程式を解くマイクロシミュレーションであり、実験、実測では得ることの困難な空間全体にわたる速度場、温度場の詳細な分布を知ることができる。しかしながら、その情報量は莫大であり、マイクロシミュレーション結果のみからでは空間内の巨視的な熱・空気流動について理解することは必ずしも容易ではない。熱・空気流動の巨視的な性状を明かにすることが出来れば、空間内の基本的な輸送の構造を直感的に把握することが可能となり、空調設計において極めて有用な手法となる。そこでマイクロシミュレーションにより解析された流れ場、温度場を巨視的に理解する「マクロ解析手法」を開発する。検討は本研究で行う模型実験に対応する数値シミュレーション結果に基づき熱、流量、総運動エネルギー輸送についてマクロ的な視点から行う。

本論文は以下の8章より成る。

第1章では、まず序論として本研究の目的と概要が述べられる。

第2章では、天井面もしくは鉛直壁一面をガラス面としたモデルアトリウム空間を対象として、夏期の居住域のみの冷房時において、室内侵入熱流が上下温度分布、空調居住域高さ（居住域の吸入口温度とほぼ等温となる領域高さ）、吹出気流の拡散性状に与える影響に関して1/20縮尺模型実験により系統的に検討する。

第3章では、第2章同様夏期冷房時のモデルアトリウム空間を対象とするが、内壁面を全てアルミ面あるいは放射率が既知の黒色面とした模型実験並びに放射熱伝達解析により内壁面の放射率の違いが内部の温熱環境に及ぼす影響、対流と放射の両熱伝達量の特徴を詳細に分析する。すなわち、前章では室内に對流熱伝達される熱流を既知として室内の気流・温度分布がどのように形成されるかを検討するものであるのに対し、本章では室内壁面から室内への流入熱を既知とし、この流入熱が放射及び対流によりどのように分配され熱伝達される

かを解析し、さらにその結果としての壁面对流熱伝達が室内の温熱環境形成にどう影響するかを解析・検討する。

第4章では、冬期、ガラス面からの貫流熱損失のある温風吹出暖房を行うモデルアトリウムを対象として、冷熱侵入位置、吹出温風、吸込位置等が室内壁面での放射・対流伝達特性及び室内温熱環境に及ぼす影響に関して模型実験、放射解析により検討する。ここでは、冷却面でのコールドドラフトの発生状況を詳細に検討すると共に、対流熱伝達率を温度境界層の測定から計測し、その性状に関しても考察する。

第5章では、アトリウムの空調設計における設計データ集を整備する目的で、夏期冷房時のアトリウム空間を対象に、実験による検討は必ずしも容易ではない吹出方式及び吹出・吸込位置なども影響要因として取りあげ、CFDにより各要因が気流・温度分布に与える影響を系統的に検討する。

第6章では、冬期温風吹出暖房時のアトリウム空間を対象に、CFDを用いて吹出・吸込方式、冷却面位置、空間アスペクト比などの要因の違いが、気流・温度分布に与える影響に関して系統的に検討する。また、実務設計で用いられることの多い非等温吹出噴流の予測式の適応性についても検討する。

第7章では、モデルアトリウム空間を流れ場に応じて幾つかの特徴的なブロック（居住域、ペリメータ域など）に分割し、ブロック間のマクロな空気流動、熱輸送を評価するマクロ解析手法を提案する。また、マクロ解析とCFD及び回路網解析との相互関連を説明し、マクロ解析の重要性を説明する。さらに、前章までのCFD結果に基づくマクロ解析を行い、従来のCFD結果のみからだけでは得られない空間内のマクロな空気流動、熱輸送、総運動エネルギー輸送の構造といった環境計画、空調設計上有益な情報が得られることを説明する。

第8章では、各章で得られた知見をまとめ、総括的な結論を述べる。

## SUMMARY

### *Study on Air-Mass and Heat Transport within an Atrium by Means of Experiment and CFD*

by MUTSUMI YOKOI

By adapting a scale model experiment and CFD, this study is to analyze the characteristics of air-mass and heat transport within an atrium featured with the large glass wall, and prepare the basic data to design the indoor environment. Recently, an atrium has frequently been installed belonging to large scale buildings. The features of the atrium in respect of the architectural and thermal environment are; (1) it has generally a large space, (2) glass is used for many areas of the surrounding wall, (3) for this reason, it is seriously affected by the solar radiation (by absorption and transmitted solar heat), (4) causing to increase the thermal conduction load extraordinarily, (5) consequently the distribution of the thermal environment factor tends to be large in aspect of time and space, (6) and the area occupied by persons is generally limited (to the bottom of the space in many cases).

Since the atrium is characterized with such the items as above, the problems including local over heat, large vertical temperature difference in summer, and cold draft in winter are tended to generate differing from the conditions of ordinary room spaces, which requires sufficient consideration for the thermal environment at the designing stage. Namely, it is desired to precisely estimate the distribution characteristics of the thermal/air environment, and to understand the mechanism of the air-mass and heat transport before planning the air-conditioning and controlling. In these planning and designing, the conventional experience and design method can sometimes not be extended to employ. Therefore, the estimations/examinations using a scale model experiment and numerical simulation have independently been conducted for some individual projects having a large space/atrium. In addition, a simplified method to estimate the vertical temperature distribution and air conditioning thermal load has been proposed for practical work. However, for the clarification of thermal/air environmental mechanism, a systematic study by examining the effect of factors like heat flux through the walls and air conditioning supply air to be given to the characteristics of air-mass and heat transport is scarcely found.

Under the circumstance as introduced above, this study employs a scale model experiment and CFD (Computational Fluid Dynamics) to clarify the mechanism of air-mass and heat transport within an atrium under cooling and heating conditions by the systematic analysis making the heat flux through the walls and air conditioning supply/return system a parameter. This basic study is also provided to develop a method to apply the result above to air conditioning design.



For the purpose to understand the basic mechanism of air-mass and heat transport within the space systematically, this study firstly conducts a scale model experiment while the thermal environment analysis of an atrium has been attempted individually. The size and position of heat movement on the wall surface (entering thermal load) are taken as the major parameters, and the effect of these factors to be given to the internal thermal environment is systematically analyzed. In addition, the radiative heat transfer between the walls is evaluated in detail according to the experimental result in order to clarify the convective/radiative heat transfer characteristics within the space and the resultant structural formation of the internal environment.

Next taking the inlet/outlet system and the space configuration as affecting factors, the air-mass and heat transport are studied systematically by means of CFD. These studies allow us to compare the factors giving effect to the internal environment relatively which leads to understanding the mechanism of thermal environment.

CFD is a micro-simulation to solve the equation governing fluid, and the detailed distribution of the velocity field and temperature field over the space, which are difficult to obtain by experiment or field measurement, can be known by means of CFD.

Because of the vast information, however, it is not always easy to understand the macroscopic transport structure of air-mass and heat within a space only from the result of the micro-simulation. Clarifying the macroscopic characteristics of the air-mass and heat transport allows us to understand the basic transport mechanism inside the space intuitively offering a very advantageous method for designing air conditioning systems. Then "Macro-analysis method" is developed to understand the flow field and temperature field analyzed by the micro-simulation. Based on the result of the numerical simulation corresponding to the scale model experiment conducted in this study, the transport of air-mass, heat, and total kinetic energy are studied by standing on macroscopic view.

This paper consists of the following chapters.

The Chapter 1 introduces the purpose and outline of this study.

In the Chapter 2, a model atrium space using glass surface for the ceiling surface or one of the vertical walls is taken as an object. Under occupied zone cooling condition in summer, the influence of the convective heat transfer on the vertical temperature distribution, the height of the conditioned residential area (the height of the region of which temperature mostly equals the inlet temperature in the residential area), and the diffusion characteristic of the supply airflow are systematically studied with a 1/20 scale model experiment.

The Chapter 3 also takes the model atrium space under cooling in summer as an object same as that in the Chapter 2. Here, an experiment of scale model equipped with aluminum internal wall surface and that with black color wall surface with a known emissivity and the analysis of radiative heat transfer are conducted to analyze the detailed effect to be given to the



indoor thermal environment caused by the difference of the internal wall surface emissivity and the characteristic of both convective and radiative heat transfer. In the former Chapter, the mechanism of formation of room airflow/temperature distribution is studied making the convective heat transfer a known value. While in this Chapter, defining the flux given at the walls as a known value, the heat flux is analyzed how it is distributed into radiative and convective heat transfer. And how the resultant convective heat transfer at walls affects in forming the indoor thermal environment.

The Chapter 4 takes the model atrium conducting hot air supply heating in winter which causes conductive heat transfer at the glass surface as an object. A model experiment and radiation analysis are applied to study on the effect of the cooled surface position, supply of hot and return air positions given to the radiative/convective heat transfer characteristics at walls and the indoor thermal environment. Here, the generation state of cold draft on the cooled surface is studied in detail.

The Chapter 5 takes the atrium under cooling in summer as an object in order to prepare the data-base for designing the air conditioning of an atrium. For this purpose, the supply system and supply/return positions are taken into consideration as the affecting factors, which are not always easy to study by experiment, and each factor is systematically examined about the effect to be given to airflow/temperature distribution by CFD.

The Chapter 6 takes an atrium space under heating in winter as an object, the effect to be given by the difference of the factors such as the supply/return system, the position of cooling surface, space aspect ratio and the like is systematically studied. In addition, the applicability of the prediction equation for nonisothermal jet, which are frequently used in practical designing, is studied.

In the Chapter 7, a macroscopic analysis method to evaluate the macroscopic transport of air-mass and heat between blocks is proposed by dividing the atrium space into some typical blocks (occupied zone, perimeter zone, etc.) corresponding to the characteristics of the flow field. Further, the mutual relationship between macroscopic analysis, CFD and network analysis are introduced and the significance of the macroscopic analysis is emphasized. Additionally, it introduces that an advantageous information for environmental planing and air conditioning designing can be obtained, by means of the macro-analysis based on the CFD result described in the former chapters, covering the macroscopic structure of air-mass, heat, and total kinetic energy within the space, which could not be obtained only from the conventional CFD result.

The Chapter 8 represents the comprehensive conclusion which covers the various information obtained in each Chapter.

## 発表論文・報文リスト

1. 1985.02 横井、伊藤、中原：分布を考慮した温熱環境評価モデルについて（その2）、日本建築学会東海支部研究報告集
2. 1986.02 横井、伊藤、中原：分布を考慮した温熱環境評価モデルについて（その3）、日本建築学会東海支部研究報告集
3. 1986.10 横井、伊藤、中原：暖房空間の温度分布特性に関する研究（その1）、日本建築学会大会学術講演梗概集
4. 1986.10 横井、伊藤、中原：暖房空間の垂直温度分布の簡易計算法（その1）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
5. 1987.02 横井、伊藤、中原：分布を考慮した温熱環境評価モデルについて（その5）、日本建築学会東海支部研究報告集
6. 1987.10 横井、伊藤、中原：暖房空間の温度分布特性に関する研究（その2）、日本建築学会大会学術講演梗概集
7. 1987.10 横井、伊藤、中原：暖房空間の垂直温度分布の簡易計算法（その2）、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
8. 1987.12 伊藤、横井、中原：暖房空間の温度分布特性とその評価、空調空間の熱的特性に関する研究—第1報、日本建築学会計画系論文報告集
9. 1989.04 伊藤、横井、中原：暖房空間の上下温度分布の簡易計算モデル、空調空間の熱的特性に関する研究—第2報、日本建築学会計画系論文報告集
10. 1991.09 近本、村上、加藤、森川、横井：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その1）上下温度分布に対する天井面熱流の影響に関する模型実験、日本建築学会大会学術講演梗概集
11. 1991.11 近本、村上、加藤、横井：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その2）上下温度分布に対する天井面熱流の影響に関する模型実験・数値解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
12. 1991.11 横井、村上、加藤、近本：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その3）天井面・床面・壁面熱流の上下温度分布に対する影響に関する模型実験、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集

13. 1992.08 横井、村上、加藤、近本：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その4）放射率  $\epsilon_k$  の差が対流・放射の相互関連に及ぼす影響に関する模型実験、日本建築学会大会学術講演梗概集
14. 1992.10 横井、村上、加藤、近本：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その6）放射率  $\epsilon_k$  の差が対流・放射の相互関連に及ぼす影響に関する模型実験・数値解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
15. 1992.10 村上、加藤、近本、横井：冷房時のアトリウム大空間内における熱成層流の数値解析と模型実験、日本機械学会第5回計算力学講演会講演論文集
16. 1992.12 近本、村上、加藤、横井：建築アトリウム空間の熱成層流に関する数値解析と実験、第6回計数値流体力学シンポジウム
17. 1992.10 近本、村上、加藤、横井：アトリウム空間の熱成層流に関する数値解析と実験、生産研究第45巻第1号
18. 1993.09 魯、村上、加藤、近本、横井：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その8）冷房時の熱・空気流動に関する精密模型実験、日本建築学会大会学術講演梗概集
19. 1993.09 横井、村上、加藤、近本：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その9）数値シミュレーションによる熱・空気流動のマクロ解析、日本建築学会大会学術講演梗概集
20. 1993.10 横井、村上、加藤、近本：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その10）数値シミュレーションによる熱・空気流動のマクロ解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
21. 1994.03 横井、村上、加藤、安藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その11）暖房時の熱・空気流動に関する精密模型実験、日本建築学会関東支部研究報告集
22. 1994.03 李、村上、加藤、横井、魯：床暖房居室の温熱空気環境に関する研究（その1）暖房方式の違いが不均一放射・対流場に与える影響、日本建築学会関東支部研究報告集
23. 1994.03 魯、村上、加藤、李、横井：床暖房居室の温熱空気環境に関する研究（その2）対流熱伝達率に関する検討、日本建築学会関東支部研究報告集
24. 1994.06 S. Murakami, S. Kato, M. Yokoi : Micro/Macroscopic Analysis of Airmass, Heat and

25. 1994.09 安藤、村上、加藤、横井：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その12）暖房時の熱・空気流動に関する精密模型実験、日本建築学会大会学術講演梗概集
26. 1994.09 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その13）冷暖房時の熱・空気流動特性に関するマクロ解析、日本建築学会大会学術講演梗概集
27. 1994.10 羽生、村上、加藤、横井：実大居室モデルにおける暖房時の各面の対流熱伝達率の測定、日本建築学会大会学術講演梗概集
28. 1994.10 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その14）CFDに基づく冷暖房時の空気流動・熱流束に関するマクロ解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
29. 1995.08 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その15）暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、日本建築学会大会学術講演梗概集
30. 1995.10 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その16）冷房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
31. 1995.10 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の気流・温度分布性状に関する研究（その17）暖房時における吹出・吸込方式の影響に関するCFD解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集
32. 1997.01 村上、加藤、横井：アトリウム空間内の熱・空気流動性状に関する実験ならびにCFDによる解析（第1報）模型実験による冷房時の熱・空気流動性状の検討、空気調和・衛生工学会論文集
33. 1997. 横井、村上、加藤：アトリウム空間内の熱・空気流動性状に関する実験ならびにCFDによる解析（第2報）冷房時の放射・対流熱伝達に関する精密模型実験、空気調和・衛生工学会論文集（審査中）

