CFD 解析による室内環境の最適設計手法に関する研究

Developing Design Method of Indoor Environment using CFD Method

金 泰 延 1, 東大生研　東京都目黒区駒場 4-6-1, taeyeon@iis.u-tokyo.ac.jp
加藤信介 2, 東大生研　東京都目黒区駒場 4-6-1, kato@iis.u-tokyo.ac.jp
村上周三 3, 東大生研　東京都目黒区駒場 4-6-1, murakai@iis.u-tokyo.ac.jp
1 Taeyeon KIM　IIS, Univ. of Tokyo, 4-6-1 Komaba Meguro-ku Tokyo Japan
2 Shinsuke KATO　IIS, Univ. of Tokyo, 4-6-1 Komaba Meguro-ku Tokyo Japan
3 Murakami SHUZO　IIS, Univ. of Tokyo, 4-6-1 Komaba Meguro-ku Tokyo Japan

New design method of indoor environment using CFD is developed in this study. This method includes the feedback system, which modifies the conditions of room and HVAC system for attaining the design target of indoor environment. In this study, an optimal condition of HVAC system of a model office is analyzed using this method. Indoor environment is evaluated by the thermal sensations of human models, the cooling load of HVAC system and the effective draft temperature. The most optimized case is shown in this study.

１．序

本研究は CFD を用いた室内温熱環境の最適設計システムの開発を目的とする。このシステムは、室内温熱環境の設計目標を達成するための建築・空調条件を修正するフィードバックを CFD に組み込むものであり、CFD の逆問題解析手法を用いた最適設計システム開発の基礎的研究となる[1]。本研究では、この手法の問題点を明らかにするとともにその有効性を示めすことを目的とし、同手法を用いてオフィス空間を対象として最適設計のための解析を行う。本研究では、最適環境の評価を人体の温冷感により行い、吹出口の位置と形状を最適化する例を示す。

２．室内温熱環境の CFD 最適設計システム

２．１．CFD 最適設計システムで用いる CFD 手法

人体の温冷感に影響を与える物理的な要素(温度、相対湿度、気流、放射)を詳細に解析のため、対流・放射と湿気輸送の連成シミュレーションを用いる。対流計算は、3 次元の非等温の標準 k-εを用いる。放射計算は、形態係数は Monte Carlo 法を、壁面間の相互放射熱交換の解析は Gebhart 吸収係数法を用いる。湿度の解析は湿気輸送方程式を解くことにより行う。人体の温冷感を定量的に評価するため、人体生理モデルを組み込む。人体の温冷感は、人体の温冷感指標である PMV により評価する[2]。

２．２．最適設計システムの概念

CFD を用いた温熱環境の最適設計システムの概念を図 1 に示す。CFD を用いた最適設計システムは、①CFD により室内温熱環境を解析する部分、②最適化の観点から室内温熱環境を評価する部分、③評価値を最適化(極値化)するため入力条件を修正するフィードバックシステムにより構成される。フィードバックによる緩和ループは、③の入力条件の修正値が許容範囲以下になった時点で終了する。最適設計における評価と入力条件の修正法には、様々な手法が考えられる。本研究は、CFD を用いた最適設計システムの原型の作成が目的であるため、②の温熱環境の評価及び③の CFD 入力条件の修正法に関しては最も簡易なものを採用する。一般に最適化を行う場合、図 2 に示されるように複数の要素に対する評価値とその目標値が生じる(例えば、①最適化の程度を PMV により評価し、ある値をその目標値とする。さらに②空調エネルギー投入量により最適化を評価し、ある値もしくは極値をその目標値とする)。また、評価された値を最適値にするため変更されるシステムの入力条件(建築・空調条件)の変更方法に関

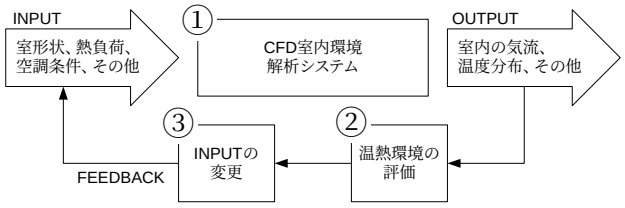
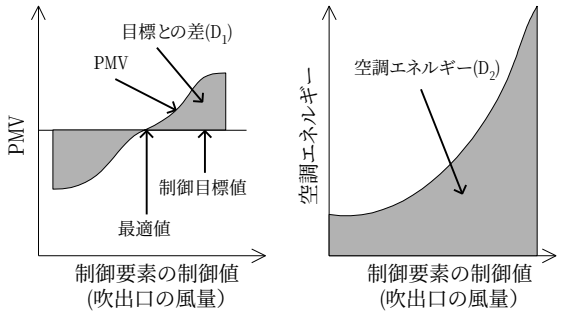


Fig. 1 Concept of design method of indoor thermal environment using CFD



(a) PMV and air-volume of HVAC system　(b) Cooling load and air-volume of HVAC system

Fig. 2 Evaluated and optimized value of control element (air-volume of HVAC system) (In case of a single control element)

しても大きな自由度がある。この問題に関しては様々な方針(例えば、遺伝学的最適化(GA))があり得るものと考えられる。

２．３．　最適化のための評価法

本研究では、デッドロックの問題など特に最適化論理が破綻しない限り以下の方針で最適化のための評価を行う。①評価要素に関し、上位から下位に至る序列をつけて上位の評価要素から順番に最適化を行う。また、②トレードオフ関係になるような同順位に位置付けられる複数の評価要素に関しては、それぞれ複数の目標値に対する差異が最小化されるように一体化して評価する。すなわち、複数の評価値において、目標との差異(図 2 の D_1 と D_2)を同一の評価値の幅を持つように基準化し(S_1、S_2)、重要度を考慮した重み関数(W_1、W_2)をそれぞれ乗じて、その合計で評価(E_{tot})する。

$$E_{tot} = W_1\times(D_1/S_1) + W_2\times(D_2/S_2) \qquad (1)$$

Copyright © 2000 by JSCFD

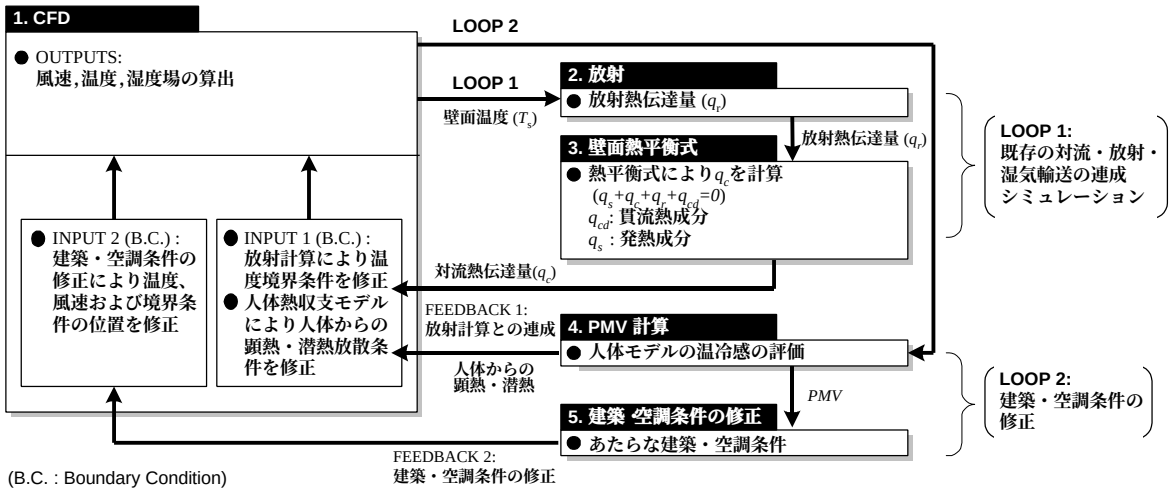


Fig. 3. Design method of indoor environment using CFD with Feedback System

２．４．最適化される制御変数値の探査

遺伝学的最適化(GA)などの様々な最適化手法があるが、本研究では、最適化のための評価法と同様に、最適化制御のための変更可能要素に関し、上位から下位に至る序列をつけて上位の変更要素から順に最適化のための要素(CFD の入力条件)を修正する。下位の要素に関しては、最適化のための入力条件の変更がなされないこともあり得る。

２．５． 本研究における最適化手法の原型(図 3)

(1) 最適化評価項目の設定

本研究では、上位の優先的最適化評価項目(必ず目標値に最適化される評価項目)として室内 2 地点における人体温冷感(PMV)[2]を用いる。下位の最適化評価項目として空調投入熱量及び有効ドラフト温度(注 1)[3]を考える。空調投入熱量は、その値が少なくなる極値、有効ドラフト温度は、その値が-1.5～1.0℃に留まる空間範囲が広くなる極値が最適化の目標となる。しかし本研究では、これらいずれも目標値への最適化は行わない。下位の最適化の評価値は、最適化の程度を判断するためには用いられるが、最適化のため制御変数を変更するフィードバックには反映させないものとする。なお、上位の最適化評価要素である PMV 値は、最適化の過程で必ず最適値になるものであり、最終的な最適化の程度を評価する要素としては用いられない。

(2) 最適化のための制御要素

最適化のために変更される制御要素は空調方式(4 方式、図 5)を上位とし、空調風量を中位、吹出温度を下位として修正・制御する。上位の制御要素は、必ず最適値が探査されるものとする。また、中位の空調風量で制御できない場合には下位の制御要素である吹出温度の最適値が探査される(注 2)。なお、最上位の制御要素である空調方式は、大小関係がなくその変更も離散的となるため、本研究ではその 4 種を任意の順番で単純に選択するのみの変更となる。中位、下位の空調風量、吹出温度は、それぞれ大小関係のある連続量であり、評価値を目標値に誘導するよう、最も簡単な比例制御により制御値を変更する。

(3) 室内温熱環境の解析

室内温熱環境の解析は対流・放射・湿気輸送の連成解析により行う[4]。

(4) 制御要素の修正方法

① 上位の制御要素である空調方式の種類を選択する。
② 次に吹出風量、吹出温度を初期値に固定して室内環境を解析する(注 3)。
③ 解析された温熱環境と上位の設計目標(ここでは２地点の PMV 値)との差に基づいて中位の制御要素である空調風量を修正する。
④ 吹出口の風量修正のみでは上位の評価要素に対する目標が達成されない場合、下位の制御要素である吹出口の温度を修正する(注 2)。
⑤ このフィードバック計算により、上位制御要素の空調

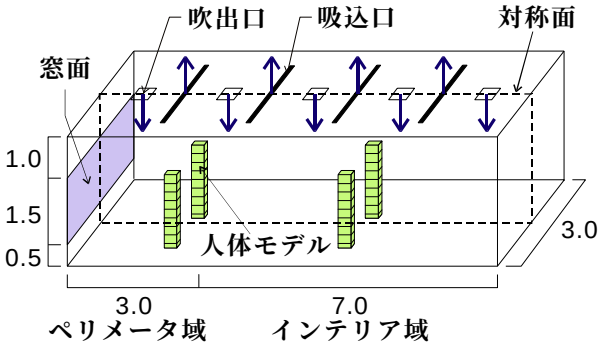


Fig. 4 Office space analyzed
(Half of the space is analyzed in consideration of the symmetrical configuration)

Table 1 Cases analyzed

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
吹出口の形状	ノズル型		Diffuser 型	
吹出口の数	5	4	5	4

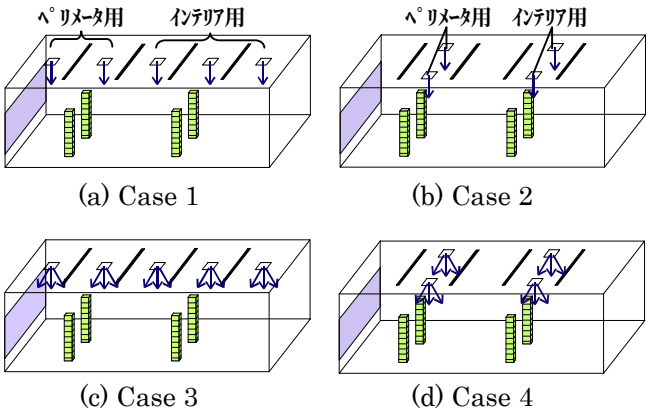


Fig. 5 Types and numbers of supply openings in each case

Copyright © 2000 by JSCFD

方式に関し、4 種の内の１種に関する最適化が行われる。

⑥ 上位の制御要素をすべて検討してその最適化を確認するため、別の空調方式に関し、同様の解析を行う。

(5) 本最適化手法における問題点

① 室内の建築・空調の制御要素の修正に最も簡単な比例制御を用いたため、複雑な最適化の問題に適応することは難しい。しかし、この問題に関しては、GA のように複雑な問題に対応できる探査方法を用いることにより解決できる。

② 制御要素の最適値は、最適計算の初期値に依存する可能性がある。

３．解析概要

３．１．解析対象(図 4)

図 4 に示すオフィス空間。オフィスのペリメータ域(窓から 3m までの空間)とインテリア域(ペリメータ域以外の空間)に人体モデルを設置し、その人体モデルの PMV をすべて 0.5 とすることを上位の最適化の評価要素とする。その際の空調投入エネルギー、有効ドラフト温度が最適範囲内に入っている領域の大きさが、解の最適化評価要素となる。上位の評価要素は必ず最適化の過程で最適値に固定されるので、下位の評価値の大小で最適化が評価される。

３．２．解析ケース(表 1、2、図 5)

上位の制御要素である４種の空調方式に対し、対応する解析ケース名を付す。5 つの吹出口を室中央にライン上に配置した方式を Case1、3 とする。吹出口を各領域に集中して配置した場合を Case2、4 とする。吹出口の形状は、Case1、2 ではノズル型、Case3、4 ではディフューザー型とする。室内冷房負荷条件は表 2 を参照。詳細な計算条件は(注 5)を参照。

４．解析結果

４．１．空調投入熱量および空調条件(表 3)

貫流熱は室内の全体の空調投入熱量に影響を与えるが、今回の解析ケースにおいて、ガラスによる貫流熱は室内の総冷房負荷の約 3%と非常に少ないため(図 7 参照)、空調システムが負担する顕熱の冷房負荷はすべてのケースでほぼ同じである。すなわち、空調投入熱量では、最適化の程度は評価されない。空調風量は Case 1 が最も少ない。したがって空調機のファン動力までを考慮すれば（ここでは最適化評価要素として考慮していない）、最も省エネルギー的と評価される。Case 2 と 4 では、ペリメータ域とインテリア域の空気混合により潜熱の冷房負荷が増大し、Case 1 と 3 は Case 2 と 4 に比べより最適化される結果となる。すべてのケースにおいて冷房負荷の高いペリメータ域の吹出

Table 2 Cooling load for calculation area (W)

日射*1	照明*2	OA 機器*2	人体*3	合計
550	600	1200	776	3126
(18.3)	(20.0)	(40.0)	(25.8)	(104.2)

( )内の値は床面積当たりの発熱量(W/m^2)を示す。

*1 東京 8 月南面全天空日射を 367W/m^2 と仮定し、その 1/3 を室内発熱量とする。この熱量をガラスに与える。

*2 照明による熱は天井面に、OA 機器による熱は床面に均一に与える。

*3 顕熱、潜熱を含む値。8 人(=0.25 人/m^2)の内 4 人による冷房負荷は人体モデルに、その他は床面に与える。

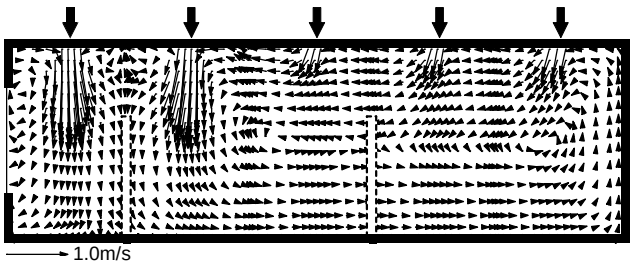
Table 3 Conditions of HVAC system and cooling load

Case		吹出温度 (℃)	吹出風量 (m^3/h)	負担負荷*1 (顕熱) (W)	負担負荷*2 (潜熱) (W)
1	P	16	1047	2168	98
	I	16	426	741	35
	T		1473	2909	134
2	P	16	1365	2786	353
	I	22	366	122	-219
	T		1731	2908	134
3	P	16	1060	2127	95
	I	16	522	781	39
	T		1582	2908	134
4	P	16	1329	2833	264
	I	22	218	74	-133
	T		1547	2907	131

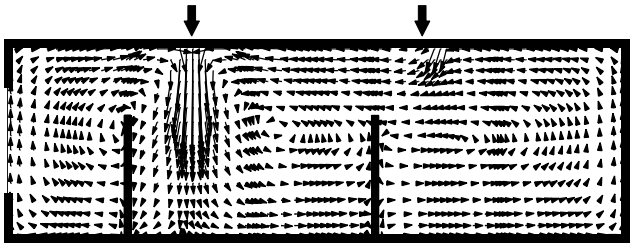
(P：ﾍﾟﾘﾒｰﾀ域の吹出口、I：ｲﾝﾃﾘｱ域の吹出口、T：ﾄｰﾀﾙ)

*1 吸込口の絶対湿度が吹出口より低い場合は、潜熱の負担負荷は負の値を示す。これは、ペリメータ域とインテリア域の空気の混合により生じるものである。

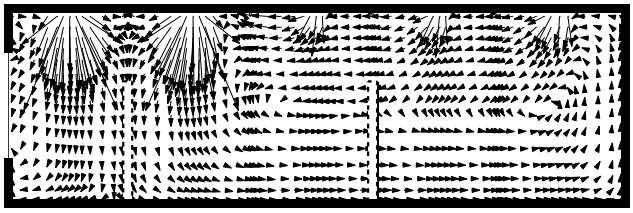
*2 設定した冷房負荷と空調負担負荷との差はガラスによる熱貫流によるものである。熱貫流成分は総冷房負荷の約 3%と非常に少ない。



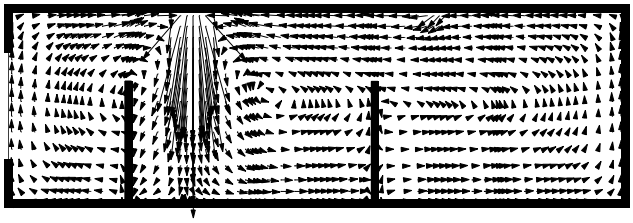
(a) Case 1 (Section of Supply Opening)



(b) Case 2 (Section of human model)



(b) Case 3



(c) Case 4

Fig. 6 Velocity distribution

Copyright © 2000 by JSCFD

風量はインテリア側と比べ 2～4 倍多い。吹出口が集中するケース 2、4 のインテリア側の吹出温度はインテリアを冷やしすぎないため 22℃と高くなる。吹出口の形状がディフューザー型である Case 3 の場合、Case 1 と比べ風量が多少増える。これは、吹出された冷気がすぐ拡散し吸込口より排気されるためと思われる。

４．２．風速分布(図 6)

すべてのケースにおいて、各吹出口の風速は相対的に低速(約 0.4～2.1m/s)であるため、室床面まで届かず拡散している。そのため､ほとんどの領域では風速 0.2m/s の以下の値を示す。しかし、吹出口が集中する Case2 と 4 の場合、吹出口直下の床面近傍で 0.2～0.5m/s の相対的に速い風速が形成される。

４．３．人体の MRT と温度分布(図 7)

日射の影響を受けるペリメータ域の人体モデルの MRT はすべてのケースにおいてインテリア側と比べ約 0.6～0.7℃高い。逆にインテリア側の空気温度はペリメータ側に比べ約 1～2℃高い。

４．４．有効ドラフト温度の分布(図 8)

Case 1 の場合､相対的に温度の高い奥行きの方は 1℃を越える領域が生じている。また、吹出口近傍では-1.5℃以下の部分が形成されるが､人体モデルのある領域までは届かない。Case 2 の場合、吹出口が集中しているため、-1.5℃以下の領域が人体モデルの近傍まで到達しており、コールドドラフトが生じる可能性がある。-1.5～1℃の領域は、Case 1、3 が Case 2、4 と比べて多少多く、より最適化されたと判断される。

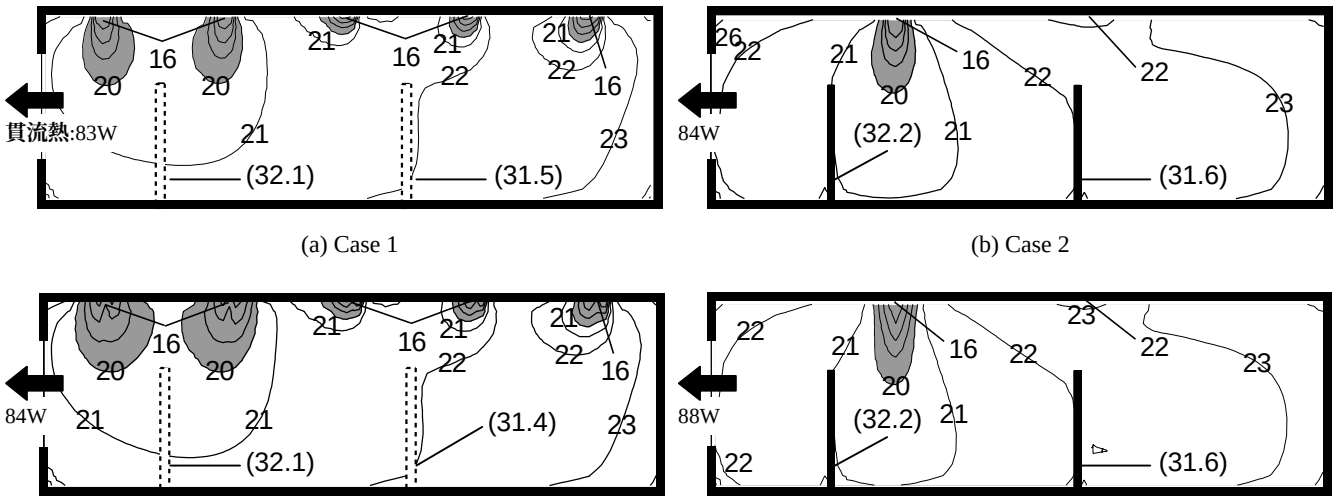
５．　結論

(1) 対流・放射・湿気輸送の連成シミュレーションと建築・空調要素のフィードバックを連成した室内空調設計の最適化手法を提案した。

(2) 本研究での条件の下で、室内 2 地点の(PMV=0.5)を目標として、空調方式、空調投入熱量、有効ドラフト温度で室内温熱環境の最適化を行った。その結果、Case 1 の空調方式及びその方式における特定の吹出風量､吹出温度が他のケースと比べ最も最適化された条件となる。

(3) 吹出口が集中して配置される空調方式の場合､局所的にコールドドラフトの問題が生じる可能性がある。

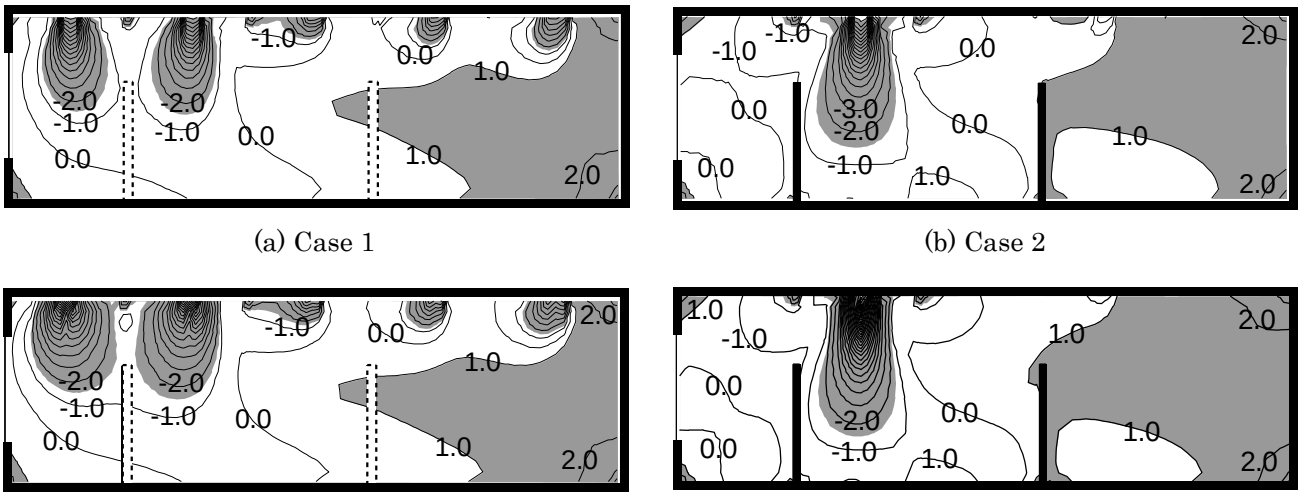
(4) 最適化により吹出気流が低速となる場合､吹出口の形状に



(a) Case 1　(b) Case 2

(b) Case 3　(c) Case 4

Fig. 7 Temperature distribution (単位:℃) (Value of ( ) indicates the MRT of human model)



(a) Case 1　(b) Case 2

(c) Case 3　(d) Case 4

Fig. 8 Effective draft temperature distribution (単位:℃)

Copyright © 2000 by JSCFD

よる室内温熱環境の変化は殆どない。しかし、吹出冷気がすぐ排気されるショートカットが生じ、吹出風量に影響を与える。

[注釈]

(1) 有効ドラフト温度(effective draft temperature)の定義は以下のようである。有効ドラフト温度は、-1.5～1℃の範囲である場合、最も多くの人が満足するものである。

$T_{edt} = T_x$ ？ T_c ？ 8 (U_x ？ 0.15) [℃]

ただし

T_{edt} : 有効ドラフト温度 [℃]

T_x : 位置 x における空気温度 [℃]

T_c : 室内平均温度 [℃]

U_x : 位置 x における室内風速 [m/s],

(2) 各領域(ペリメータ、インテリア)において、吹出風量が 160 m^3/h 以下になる場合、吹出温度を 2℃高く修正し、吹出風量が増加するようにする。

(3) 各吹出口の初期条件は、吹出温度を 16℃、風量を 160m^3/h とした。

(4) 各吹出口の相対湿度は 85%と一定とする。

(5) 詳細な計算条件を以下に示す。

吹出口	乱流エネルギーk_{in}=3/2(U_{in}×I_{in})^2, 散逸率e_{in}=$C_m k_{in}^{3/2}/l_{in}$, l_{in} =吹出し口の幅, C_m=0.09 I_{in}=0.05(Case 1 と 3), 0.1(Case 2 と 4) 吹出風速 U_{in}, 吹出温度, 湿度は空調システム制御と共に計算上で変化する.
壁面, 人体	速度：一般化代数則, 対称面は free slip 温度：対流熱伝達率a_cを固定(4.0W/m^2℃) 窓は熱貫流を解く(熱貫流率=3.2W/m^2℃) 湿度：すべての壁面で勾配 0, 放射率：0.9
ﾒｯｼｭ	CFD：74×16×14, 放射計算：19×4×5

(参考文献)

(1) 加藤信介、金泰延、村上周三：対流・放射・湿気輸送と空調システム制御の連成シミュレーション (第 1 報)、空気調和・衛生工学会論文集、74、1999、7。

(2) Fanger, P. O.：Thermal Comfort, Danish Technical Press , 1970.

(3) ASHRAE Handbook, Fundamentals, 1993.

(4) 村上周三、加藤信介、近藤靖史、高橋義文、崔棟皓：対流場、放射場の連成シミュレーションによる冷房室内の温熱環境解析(第 2 報)モンテカルロ法による形態係数の精度と連成計算の複雑形状室内への適用、空気調和・衛生工学論文集、59、1995、10

Copyright © 2000 by JSCFD