



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	人体局所のドラフト評価に関する工学的研究とその空調環境設計への応用
Author(s)	半澤, 久
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第5560号
Issue Date	2001-03-23
DOI	https://doi.org/10.11501/3182430
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/51505
Type	doctoral thesis
File Information	000000400019.pdf



人体局所のドラフト評価に関する工学的研究と
その空調環境設計への応用

2001年2月

半澤久

①

学位論文

人体局所のドラフト評価に関する工学的研究と
その空調環境設計への応用

2001年2月

北海道大学大学院工学研究科
都市環境工学専攻

半澤 久

目次

第1章 序論	1
第2章 従来の研究と本研究の目的	4
2. 1 概説	4
2. 2 従来の研究	5
2. 3 本研究の目的	7
第3章 空調環境における熱的快適性	9
3. 1 はじめに	9
3. 2 熱的快適性の条件	11
3. 3 快適方程式とPMV	14
3. 4 局所の熱的快適性	18
3. 5 まとめ	19
第4章 空調環境における気流特性と熱的快適性	21
4. 1 はじめに	21
4. 2 冷暖房空調システムによる室内気流特性の実測	23
4. 3 実測結果	26
4. 4 考察	39
4. 5 まとめ	44
第5章 気流による人体局所の不快感に関する評価モデルの構築	47
5. 1 はじめに	47
5. 2 既往研究	47
5. 3 実験計画	48
5. 4 実験概要	50
5. 4. 1 実験装置	50
5. 4. 2 被験者	52
5. 4. 3 計測機器	52
5. 4. 4 実験手順	54
5. 5 実験結果	56
5. 6 考察	74
5. 7 まとめ	86

第6章 アンダーフロア空調システムによる気流感と温熱環境	89
6.1 はじめに	89
6.2 床吹出し口性能実験	91
6.2.1 床吹出し口の概要	91
6.2.2 吹出し気流実験装置	93
6.2.3 実験条件	94
6.2.4 実験結果と考察	96
6.3 被験者実験によるアンダーフロア空調システムの居住性能の評価	118
6.3.1 実験条件	121
6.3.2 実験概要	121
6.3.3 被験者	123
6.3.4 実験結果と考察	124
6.4 まとめ	127
第7章 室内気流感を評価指標とした新空調方式の設計と実証	129
7.1 はじめに	129
7.2 アンダーフロア空調方式の設計基本条件	130
7.2.1 建築計画における基本事項	132
7.2.2 空調設備計画における基本事項	138
7.2.3 冷暖房負荷	140
7.2.4 空調機能力の決定	141
7.3 吹出し口のならびに吸込み口の配置	144
7.3.1 吹出し口の配置	144
7.3.2 吸込み口の配置	144
7.4 アンダーフロア空調方式の適用事例	145
7.4.1 適用事例1	145
7.4.2 適用事例2	160
7.4.3 適用事例3	170
7.4.4 実測結果の考察	179
7.5 まとめ	182
第8章 結言	184
謝 辞	189

第1章序論

室内環境工学と伝熱工学・冷凍技術の融合によって発達してきた冷暖房・空調技術は、現在広く世界に行き渡り人間の生活に欠かせない技術となってきた。特に先進諸国において人々は、1日の生活時間の80%以上は屋内で過ごしており、いわゆる人工環境に囲まれている。例えば、東京のオフィスにおける執務者は、年間ほぼ24~26℃の室温の中で仕事をしている。この室温環境を創出するために、空調システムは年間ほぼ冷房運転されており、この室内温熱環境の質が執務者の満足度や快適性に大いに影響する。

1980年代以降、急激に増大し現在ではほぼ通常のこととなってきたオフィスのOA化に伴って、その室内環境に対する要求もより高度化してきた。特に冷暖房・空調システムは、より効率的な環境維持・制御性能とより高い快適性を要求されるようになってきた。温熱環境の快適性については、PMVやSET*に代表される全身温冷感に基づく評価手法が用いられているが、実際に冷暖房・空調されている室内では、居住者あるいは執務者から人体局所の不快感に起因するクレームが多く生じている。こうしたハードとソフトの両面の要求に応えるため、その室内温熱環境を適正に評価し、その評価法に基づいて良好な室内環境を創出する空調システムが求められてきた。本研究は、こうした要求を背景にして人の局所の気流に起因する不快感（以降ドラフトと呼ぶ）に関する評価モデルを構築し、その評価法に基づいて良好な室内温熱環境が得られるアンダーフロア空調システム（床吹出し空調システムとも呼ばれるが本論文中では前者を用いる）の開発ならびに実施結果の評価を行ったものである。

本研究で構築したドラフトの評価法は、ドラフトリスクモデルと呼び、室内気流を乱流として捉え、その特性値である平均風速、乱流強度そして室温の3物理要素を用いて、人の気流による快・不快の程度を定量的に評価するものである。本評価法の検討に先立って、既存の空調換気された室内の気流実測により、その特性データを収集解析し実態を把握した。この実測値に基づいた室内気流条件のもとで被験者実験を行い、その結果からドラフトに関する予測不快者率を算出する数式モデルを構築する。

また、アンダーフロア空調システムは、従来の空調方式が天井に吹出し口を設置しているのに対して、二重床を利用した床パネルに吹出し口を設置し、人が居住あるいは執務する範囲内を中心に空調するシステムである。このアンダーフロア空調システムにより、居住域を確実に空調しさらにドラフトのない快適な温熱環境を創出することができる。

本論文は8章より構成され、各章の概要は以下の通りである。

第1章では、序論として冷暖房・空調環境における既往の課題から、局所温冷感とりわけドラフトに関する評価法の必要性を述べ、その実務面での解決策としてのアンダーフロア空調システム開発の意義を述べる。

第2章では、本研究に関連する既往研究について概説し、本研究の目的ならびに位置づけを述べる。

第3章では、空調環境における熱的快適性について、まず全身温冷感に関する既往の評価指標を概説した。次に人体と温熱環境との熱平衡式について述べ、熱的快適性が成立する条件を提示した。さらに熱平衡式に基づく快適方程式によって開発された温熱環境指標PMV（予測平均温冷感申告）について概説した。最後に、全身温冷感のみでは実際の室内温熱環境評価には不十分であり、局所の温冷感中でも特にドラフトによる室内環境へのクレームが多く、その適正な評価法の開発の必要性を述べる。

第4章では、ドラフト評価法開発の第一歩として、空調換気されている実際の室内居住域における気流の実測をおこない、そのデータ解析結果から得られた室内気流特性について述べた。主な特性は、室内気流を乱流として捉え、平均風速と風速変動を標準偏差で評価し、それらを実測データの範囲で統計的に処理し両者の関係を求め、居住域内の床上の高さ毎に整理し特徴を把握したことを述べる。

第5章では、実測結果に基づいた室内気流を実験室内で再現し、その気流の中に被験者を置いて、その気流条件と被験者へのアンケート結果からドラフトリスクモデルの構築を行ったことを述べる。室内気流条件の特性値には、平均風速と、風速変動の標準偏差と平均風速の比で表す乱流強度を用い、乱流強度を低・中・高の3段階で設定し、各乱流強度において平均風速を0.05、0.1、0.15、0.2、0.3、0.4m/sの6段階で設定して被験者を用いた実験を行った。実験では、室温は23℃一定に維持し、着衣量や作業量は全身温冷感が中立になる条件を設定し、局所の温冷感、気流感さらに気流の快・不快についてアンケートした。実験結果より、気流を不快と答えたデータとそのときの気流条件よりドラフトリスク（ドラフトによる予測不快者率）を求める数式モデルを構築する。

第6章では、ドラフトの少ない快適な空調方式として開発したアンダーフロア空調システムについて述べた。まず本空調システムの基本構成要素であり、新たに開発した床吹出し口の吹出し気流特性を述べる。次にアンダーフロア空調システムが、室内居住域において快適さを提供できる空調方式であることを検証するために行った被験者実験について述べる。

第7章では、アンダーフロア空調システムの設計に関する基本事項とその実施例について述べる。まず、アンダーフロア空調システムを設計する際の建築計画上ならびに空調設備計画上の基本的な留意事項を述べ、さらに床吹出し口ならびに吸込み口の配置について述べる。さらに、本空調システムの実施例3件の概要を述べ、それらの実施性能評価として室内温熱環境実測結果を述べ、特にドラフトリスクモデルによる評価でも執務者による評価とほぼ同等の良好な結果が得られた事を述べる。これらのことより、本空調システムの有用性の確認と、ドラフトリスクモデルの有効性の両方が検証されたことを述べる。

第8章では、総括として本研究で得られた成果をまとめ、今後の展望について述べる。

第2章 従来の研究と本研究の目的

2.1 概説

本研究の主題は、室内気流によって引き起こされる不快感即ちドラフトである。ところで室内気流は、温熱環境の主要構成6要素のひとつであり、人の温熱快適性を左右する要因のひとつである。気流による不快感が生じると、人は空調を停止したり、不快感を解消するために設定温度を上昇させたりすることになる。このように、気流による快・不快は空調エネルギーの消費量に対しても大きな影響を与える。室内気流は通常時々刻々変動している。この変動が人の気流に対する感覚の要因であることが、既にFangerとPedersen(4)によって、風速が変動する気流は人に、より不快感を生じさせ、平均風速が等しくても時々刻々の風速変動の周期によって人の気流に対する感じ方も異なることが示された。しかし気流の変動特性と人の快適感の関係については、未だ解明されていなかった。

本研究では、先ず室内気流の特性値の中で平均風速、風速変動の大きさそして室温とによって人の気流への感受性、気流による快・不快感に関して被験者実験により明らかにした。次に、この結果から、室内気流特性と人の気流による快・不快感を整理し、ドラフトリスクチャートと呼ぶ指標化を行った。

さらに、室内気流の評価を必要とする空調方式の設計ならびに制御への応用として、アンダーフロア空調システム（床吹出し空調システムとも呼ぶ）の開発を行いさらにその空調システムを実建物へ適用した。従来は、空調環境における気流の評価は平均風速と温度のみで行われていた。本研究において、気流の変動特性を考慮することにより、空調システムにより供給される気流の質を、人のドラフトリスクに基づいて定量的に評価が可能であることを示した。その評価法を、アンダーフロア空調システムに用いる床吹出し口の開発に適用した。また、実建物における室内温熱環境評価へもこの評価法を適用した。

2. 2 従来の研究

これまでの室内気流による不快感すなわちドラフトに関する研究は、非常に少ない。Houghten[1]は、10人の男性被験者を、首筋とくるぶしに非常に変動の少ない気流をあてた実験を行った。

McIntyre[2]は Houghten[1]と同様の方法で、被験者の頭の所に非常に変動の少ない気流をあてる実験を行った。しかしながら、換気されている室内の気流は、一般的には時々刻々変動している。FangerとPedersen[4]は周期的に変動する気流は、変動が非常に少ない気流よりも不快であることを示した。被験者を人工気候室内で、精度良く一定の変動周期の気流に曝露した場合、不快さが最大値を示すのは、気流速変動周波数が0.3~0.5Hzの範囲であることを見いだした。実際の室内では、居住者は決して一定の変動周期のみの気流に曝露されるわけではない。気流速は、室内では乱流の特徴としてランダムに変動している。乱流の特性値は、図2.1に示すように平均風速、風速変動の大きさ（平均風速からの標準偏差であらわす）、乱流強度（標準偏差と平均風速との比であらわす）、温度、特性周波数などで定義される。FangerとPedersen[4]によって、風速が変動する気流は、人に不快感を生じさせ、平均風速が等しくても時々刻々の風速変動の周期によって人の気流感が異なることが示された。また、FangerとChristensen[5]は、100人の被験者を、実際の室内気流の特徴を持つ変動気流に曝露する実験を行った。彼らの実験中の平均風速は、0.05~0.4m/sで、温度は20、23、26℃であった。彼らの実験結果は、平均風速と室温との関数で人のドラフトによる不快者率を予測するドラフトチャートとして表わされた。

Thorshauge[6]は、換気設備のある室内における気流特性について測定した結果を報告している。平均風速のばらつきの範囲が示されている。

また、Hanzawa, Melikov, Fanger[7], [8]は、空調換気された室内ならびに暖房のみで、強制換気設備のない室内における室内気流の乱流特性に着目した実測結果を報告している。

以上は、室内気流が人に不快感を生じさせる要因として捉えた場合の既往研究である。一方、気流を快適性を得るため、或いは快適性を高めるために用いることに関する研究も既に行われている。1920年代には、Bedfordら[9]が、変動気流とfreshness（清涼感）やstagnant（よどみ感）との関係について言及している。また、1970年代後半からは、日本においても窪田ら[10], [11] [12]による気流感に関する研究や、桑沢ら[13], [14]による変動気流を、快適性を得るため或いは高めるために有効利用するための研究などが行われてきた。これらは、いずれも気流を

或いは変動する気流を積極的に利用しようとする立場での研究である。ドラフトが気流のマイナス効果とすれば、これらは気流のプラス効果に着目している研究である。

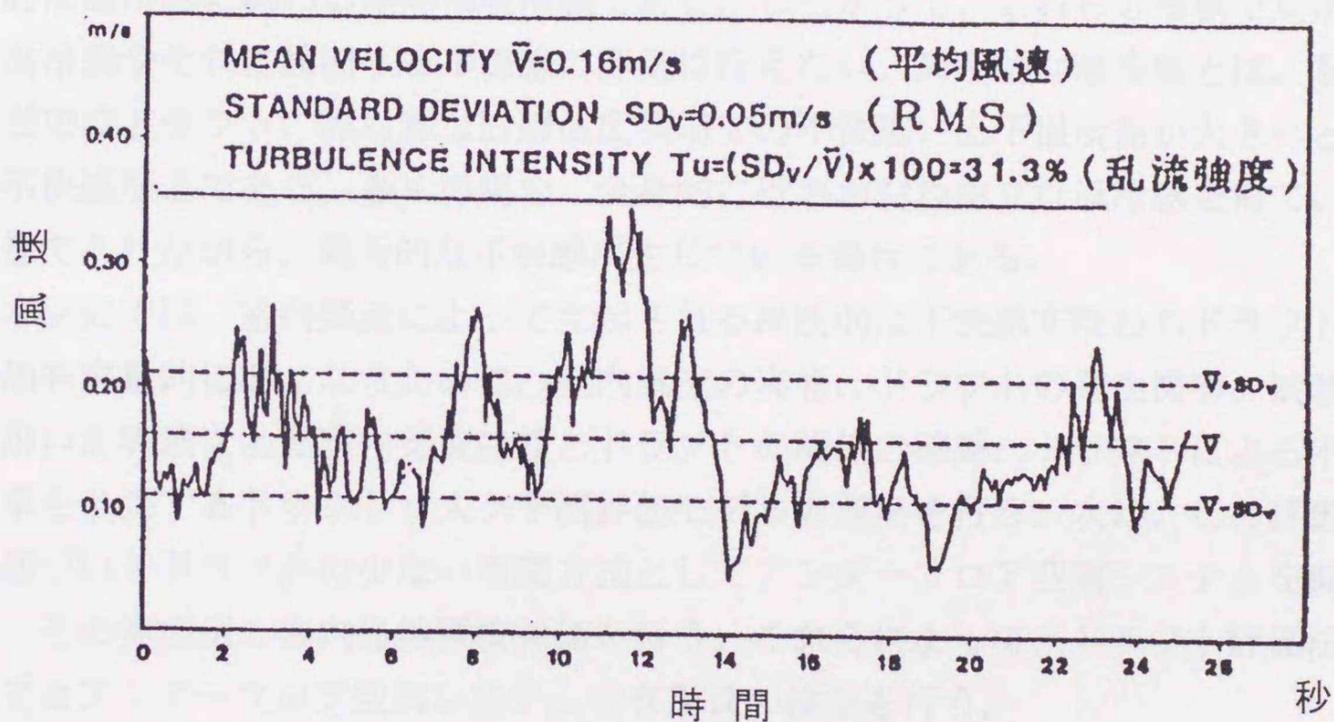


図2.1 室内気流の実測例と乱流強度の定義

2.3 本研究の目的

本研究は、全身的にはほぼ中立な温冷感が得られている状態で、室内気流に起因する人体局所の不快感いわゆるドラフトを定量的に評価し、それを冷暖房・空調設備の設計あるいは制御に工学的応用を図ることを、目的とする。

従来の温熱環境評価指標は、総合的な全身温冷感を主体にした評価を行うものであった。代表的な指標には、人体と温熱環境との間の熱平衡式に基づくFangerのPMV (Predicted Mean Vote: 予測温冷感申告) であり、また熱平衡式と体内での熱移動モデルを組合せて定義された温熱環境指標がGagge、NishiらによるSET* (Standard Effective Temperature: 標準有効温度) である。PMVとSET*はともに全身的な温冷感に関わる温熱環境指標である。したがって、これらの指標で局所的な温冷感やそれに起因する不快感の評価は行えない。局所的な温冷感とは、首筋などでのドラフト、非対称な放射温度環境での不快感、上下温度差が大きいときの不快感などである。多くの場合、全身的にはおおむね中立な温冷感を得ている状態でありながら、局所的な不快感が生じている場合である。

本研究では、室内気流によって生起される局所的な不快感すなわちドラフトの評価を定量的におこなうために、室内気流の実態、ドラフトの発生機構、被験者を用いた実験による室内気流特性とドラフトの関係の確認、ドラフトによる不快者率を予測するドラフトリスク予測評価モデルの構築を行う。次に、この評価法に基づいてドラフトの少ない空調方式としてアンダーフロア空調システムを開発し、その実施例の室内温熱環境評価を行う。これらによって、ドラフト評価法の確立とアンダーフロア空調システムの有用性の検証を行う。

第2章 参考文献

- [1] Houghten, F.C., Draft temperatures and velocities in relation to skin temperature and feeling of warmth, *ASHVE Trans.*, 44(1938), 289
- [2] McIntyre, D.A., The effect of air movement on thermal comfort and sensation, in P.O.Fanger and O.Valbjorn(eds.), *Indoor Climate*, Danish Building Research Institute, Copenhagen, (1979), 541-560
- [3] Berglund, L.G. and Fobelets, A.P.R., Subjective human response to low-level air current and asymmetric radiation, *ASHRAE Trans.*, 93(1)(1987), 497-523
- [4] Fanger, P.O. and Pedersen, C.J.K., Discomfort due to air velocities in spaces, *Proc. of Meeting of Commission B1, B2, E1 of Int. Instit. Refrig.*, 4(1977), 289-296
- [5] Fanger, P.O. and Christensen, N.K., Perception of draught in ventilated spaces, *Ergonomics*, 29(2)(1986), 215-235
- [6] Thorshauge, J., Air velocity fluctuations in the occupied zone of ventilated spaces *ASHRAE Trans.*, 88(2)(1982), 753-764
- [7] Hanzawa, H., Melikov, A.K. and Fanger, P.O., Air flow characteristics in the occupied zone of ventilated spaces, *ASHRAE Trans.*, 93(1)(1987), 524-538
- [8] Melikov, A.K., Hanzawa, H. and Fanger, P.O., Air flow characteristics in the occupied zone of heated spaces without mechanical ventilation, *ASHRAE Trans.*, 94(1) (1988)
- [9] Edited by Chrenko, F.A., *Bedford's basic principles of ventilation and heating*, H.K.Lewis & Co. Ltd., London, (1974), 156-162
- [10] 窪田英樹他, 「気流感」に関する研究(その1)～(その10), 日本建築学会 学術講演会梗概集, (1976～1982)
- [11] 窪田英樹, 気流感と雰囲気温度に留意した「快適」室内気候, 日本建築学会 学術講演会梗概集, 9月 (1993), 1361-1362
- [12] 窪田英樹, 室内気流と体感, *空気調和・衛生工学* Vol.58, 3, (1984), 33-38
- [13] 桑沢保夫他, 風速の変動を伴う温熱環境の評価方法に関する研究(その1)～(その5), 日本建築学会学術講演会梗概集, (1993～1995)
- [14] 桑沢保夫他, 変動風の快適性に及ぼす影響に関する研究(その7), (その9), 日本建築学会学術講演会梗概集, (1995, 1997)

第3章 空調環境における熱的快適性

3.1 はじめに

温熱環境における人の感覚に関する研究は、1800年代後半においては公衆衛生学や環境学の分野の主な課題の一つであった。特に、多くの人々が集まる施設や、暑熱なあるいは寒冷な作業場を持つ工場さらには過酷な気象条件のもとにある兵隊などを取り巻く温熱環境を、人の生理的な反応をもとに評価する試みが始められた。

定常状態での全身温冷感に基づく温熱快適性評価については、1920年代から様々な目的に対応した各種の温熱感指標・温冷感指標が研究されてきた。それらの特徴とその用途については、表3.1に示すようにNishi[1]が整理し一覧表にしている。これらの指標は、いずれも全身温冷感の評価に有用なものである。

ここでは、全身温冷感評価指標であるGagge, Stolwijk, Nishi [5]らによる標準有効温度 (SET*) とFanger[6]によるPMVで熱的快適性評価に用いられた人体と温熱環境との間の熱収支についてその内容を確認し、さらに局所の温冷感が快適性に影響することを示す。

表3. 1 各種の温熱指標とその特徴 [1]

分類	指 標	提 案 者	物理的・生理的意義と特徴	適 用 範 囲
物理計測に基づく指標	湿球温度	Haldane(1905)	水蒸気分圧と気温の評価 $T_{wb} = T_a - 2.0 \times [P_{wb}^* - P_a]$	発汗による調節域の上限付近高湿度作業環境
	カタ冷却力	Hill(1916)	環境の冷却力の評価。気流の影響を過大に評価する傾向がある $H = (0.2 + 0.4\sqrt{v})(36.5 - T_a)$ ただし v : 風速 [$m \cdot s^{-1}$], H : 冷却力	風速計として利用される
	グローブ温度	Vernon(1930)	放射, 気温, 気流の3因子の総合評価, 作用温度 T_O を近似的に計測するのに用いられる	放射効果, 平均放射温 (T_r) の算出に用いられる $T_r = T_g + 2.37\sqrt{v}(T_g - T_a)$
	comfort meter (PMV 計測器)	Madsen(1973)	放射, 気温, 気流の総合評価をもとに着衣量, 作業量, 湿度を電子回路系の定数として与え PMV(predicted mean vote) を指示する	暖房環境
生理反応	P_4SR	McArdle(1947)	発汗量の予測を気温, 放射, 湿度, 気流, 作業量を変数とするノモグラムを用いて行なう	耐暑限界の予測
主観的経験的指標	有効温度 (ET)	Houghten と Yaglou(1923)	気温, 湿度, 気流の組み合わせを被験者の主観的判断に基づいて比較, 等価温度のノモグラムを構成, 低温域にて温度の影響を過大に, 高温域にて過小に評価。生理的反応との間に相関が少ない	暖冷房環境
	修正有効温度 (CET)	Vernon(1932)	上記 ET を求める際, 気温の替りにグローブ温度を用いるもので ET に放射の効果を組み入れられる効果がある	放射源のある暖冷房環境
	不快指数 (THI)	米国気象局	温湿度の組み合わせにより上記 ET の近似値を与える。簡便で理解が容易 $THI = 0.72(T_a + T_{wb}) + 40.6$	冷房環境
	WBGT	Yaglou と Minard(1957)	気温, 気流, 放射, 湿度の計測より上記 ET の近似値を与える試み $WBGT = 0.7 T_{wb} + 0.2 T_g + 0.1 T_a$ または $= 0.7 T_{wb} + 0.3 T_a$	軍における兵士の訓練の限界の予測や作業環境の評価
	Oxford index (WD)	Lind(1964)	$WD = 0.15 T_a + 0.85 T_{wb}$ により気温と湿度の評価	暑熱環境
	Windchill Index	Siple(1948)	気温と風速を因子とする環境の冷たさの評価 $WCI = (10.45 + 10\sqrt{v - v_0})(33 - T_a)$	極地における凍傷の予防
熱平衡式に基づく指標	作用温度 (TO, STO)	Gagge(1937)	放射, 気温, 放射熱伝達率, 対流熱伝達率を含む等価仮想気温	放射環境, 通常室内
	熱ストレスインデックス (HSI)	Belding と Hatch(1955)	気温, 放射, 水蒸気分圧, 気流, 作業量をもとに蒸発によって失われるべき熱量 (E_{req}) を算出, 蒸発によって調節可能な余地の評価	高温作業環境, 耐暑限界の予測
	comfort chart (PMV の基礎)	Fanger(1970)	気温, 湿度, 気流, 放射, 呼吸放熱量, 作業量, 着衣量を変数として熱平衡をもたらす環境因子の組み合わせを求める。ただし発汗による調節は含まない	暖房環境
	新有効温度 (ET*, STO*, SET* の基礎)	Gagge, Stolwijk, Nishi(1971)	発汗による体温調節機能を含む熱平衡モデルに基づき気温, 放射, 湿度, 気流, 着衣, 作業量, 気圧, 人工空気などの環境変数より, 生理因子として皮膚温, 体内温, 発汗量, 貯熱などを総合的に評価できる	人工空気, 気圧, 水中などを含むあらゆる環境

(中山昭雄編「温熱生理学」(理工学社), p69より転載)

3. 2 熱的快適性の条件

温熱環境における全身的な温冷感と快適性の関係については、Fanger[6]によるPMV（予測平均温冷感申告）やGagge, Stolwijk, Nishi[5]によるSET*が1970年代の研究成果としてISOやASHRAEの標準に取り入れられ、それらが実際の冷暖房・空調環境における設計・制御の基本条件を示す設定値として使用されるようになり、さらに熱的環境評価指標として工学的に広範な応用がなされている。

これらの評価指標はいずれも全身の平均的な温冷感を評価する指標である。一方、人体局所における温度、気流速、放射などの不均一さがある場合の熱的不快感は、その不均一さにより生じている。ここでは、既往の研究結果に基く全身温冷感に関する知見を整理する。

(1) 人体と温熱環境との熱平衡式

空調環境に置かれた人体は、その体温を一定に維持するために環境との間で熱放散を行っている。熱放散の主な経路は、対流、放射、蒸発である。Fanger[6]によれば、熱平衡が保たれているときには、以下の熱平衡式が成り立つ。

$$H - Edif - Esw - Eres - Cres = C + R + K \quad (W/m^2) \quad (3-1)$$

H：人体の体内産熱量

$$H = M - W \quad (3-2)$$

M：代謝量

W：外部機械仕事量 通常は $W=0$ とする

Edif：皮膚からの蒸散放熱量（不感蒸泄による）

Esw：発汗による放熱量

Eres：呼吸による湿性放熱量

Cres：呼吸による乾性放熱量

C：対流による放熱量

R：放射による放熱量

K：熱伝導による放熱量 通常は微少として $K=0$ とする

(3-1) 式を以下のように書き換える

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) \quad [W/m^2] \quad (3-2)$$

Q_{sk} : 皮膚からの放熱量の合計 $[W/m^2]$

Q_{res} : 呼吸による放熱量の合計 $[W/m^2]$

C : 皮膚からの対流放熱量 $[W/m^2]$

R : 皮膚からの放射放熱量 $[W/m^2]$

E_{sk} : 皮膚からの蒸散放熱量の合計 $[W/m^2]$

$$E_{sk} = E_{dif} + E_{sw}$$

E_{dif} : 不感蒸泄による皮膚からの蒸散放熱量

E_{sw} : 皮膚発汗による蒸散放熱量 $[W/m^2]$

C_{res} : 呼吸による対流放熱量 $[W/m^2]$

E_{res} : 呼吸による蒸散放熱量 $[W/m^2]$

各項は、既往の研究結果より以下のように表すことができる。

$$M = (0.23Q + 0.77) \times 5.88 \times V_{O_2} / A \quad (3-3)$$

Q : 呼吸商 $[-]$

V_{O_2} : 標準状態 (温度、気圧) における酸素消費量 $[l/h]$

A : 体表面積 $[m^2]$

$$E_{dif} = 3.05 \times 10^{-3} (256t_s - 3373 - Pa) \quad (3-4)$$

t_s : 平均皮膚温 $[^\circ C]$

Pa : 室内の水蒸気分圧 $[Pa]$

$$E_{sw} = 0.42(M - W - 58.15) \quad (3-5)$$

$$E_{res} = 1.72 \times 10^{-5} M (5867 - Pa) \quad (3-6)$$

$$E_{sk} = h_e (P_{sk} - Pa) = LR \cdot hc (P_{sk} - Pa) \quad (3-7)$$

h_e : 湿分伝達率 $[W/m^2/K]$

P_{sk} : 皮膚表面の水蒸気分圧 $[Pa]$

Pa : 室内の水蒸気分圧 $[Pa]$

L : ルイスの定数 $[K/kPa]$

$$C_{res} = 0.0014M(34 - t_a) \quad (3-8)$$

t_a : 室温 $[^\circ C]$

$$C = hc(t_s - t_a) \quad (3-9)$$

hc : 対流熱伝達率 $[W/m^2/K]$

$$R = \varepsilon_r \varepsilon_s \sigma \{ (t_s + 273)^4 - (t_r + 273)^4 \} Fr = hr(t_s - t_r)Fr \quad (3-10)$$

ε_r	: 周壁の放射率	[—]
ε_s	: 皮膚表面の放射率	[—]
σ	: Stefan-Boltzmann定数	[W/K ⁴]
hr	: 放射熱伝達率	[W/m ² /K]
t_s	: 平均皮膚温	[°C]
t_r	: 平均放射温	[°C]
Fr	: 有効放射面積率	[—]

ここで、体内での産熱量 (M-W)、皮膚からの放熱量 (C+R+E_{sk})、呼吸による放熱量 (C_{res}+E_{res}) をそれぞれ求めることにより熱平衡式の検討が出来る。熱平衡が保たれているとき、人は全身的に熱的に中立状態であり暑くも寒くもない状態と想定される。したがってこの熱平衡状態が得られる温熱環境要素の条件を見出すことによって、それと同等の温熱環境を設計し、施工し、そして制御することができる。

(2) 温熱快適性の条件

温熱環境における快適性を、例えばASHAREでは、「温熱環境に満足する心の状態 ; that condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment」と定義している。

通常は、全身の温冷感によるスケールで「暑い(Hot)」から「寒い(Cold)」の軸においてその中間である暑くも寒くもない「中立(Neutral)」な状態が、温熱的に快適であると考えられる。これは人体と温熱環境との間に定常状態での熱平衡が成り立っている状態と考えられる。すなわち、(3-1)式の左辺と右辺が等しいときである。なお寒い屋外から暖房された室内に移動した後のように非定常状態においては、「心地よい暖かさ」と云った温冷感の表現があり、定常状態とは異なる生理的反応に基づく温冷感と快適性の状態となる。

3. 3 快適方程式とPMV

Fanger[6]は1970年に、人の全身的な温熱快適性の3条件を提示した。それらは、

- ①人体が熱平衡状態にある
- ②発汗量が快適さの範囲内である
- ③平均皮膚温が快適さの範囲内である

さらに第4の条件として、

- ④局所的な不快さがないこと
- を挙げている。

(1) 快適方程式

ここで、Fanger[6]は温熱環境に基本6要素（気温、相対湿度、風速、平均放射温度、着衣量、代謝量）と、上記3条件のもとで温熱快適性を求める式すなわち快適方程式を、着衣状態の人体と温熱環境との熱平衡式による解析と被験者実験により完成させた。（3-1）式より産熱量と放熱量の差をSとして表わすと、

$$S = (M - W) - (C + R + E) - (L + E_{res}) \quad (3-11)$$

ここで

S	: 蓄熱量（熱平衡状態の時は0）	[W/m ²]
M	: 代謝量	[W/m ²]
W	: 外部機械仕事量、通常は0として扱う	[W/m ²]
C	: 着衣表面他からの対流熱伝達量	[W/m ²]
R	: 着衣表面からの放射熱伝達量	[W/m ²]
E	: 皮膚からの湿性放熱量	[W/m ²]

$$E = E_{dif} + E_{sw}$$

L	: 呼吸による乾性放熱量	[W/m ²]
E _{res}	: 呼吸による湿性放熱量	[W/m ²]

Fanger[6]は、被験者実験データを整理した結果より平均皮膚温 T_s と発汗による湿性放熱量 E_{sw} は、産熱量の関数で表わせるとした。

すなわち、

$$t_{sk} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (3-12)$$

$$E_{sw} = 0.42(M - W - 58.15) \quad (3-13)$$

$$C = f_{cl} \cdot hc(t_{cl} - t_a) \quad (3-14)$$

f_{cl} : 着衣面積率 [—]

t_{cl} : 着衣表面温度 [°C]

$$R = 3.96 \times 10^{-8} \cdot f_{cl} \{ (t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4 \} \quad (3-15)$$

$$E = 3.05 (5.73 - 0.007 (M - W) - Pa) + 0.42 ((M - W) - 58.15) \quad (3-16)$$

$$L = 0.0014M (34 - t_a) \quad (3-17)$$

$$E_{res} = 0.0173M (5.87 - Pa \cdot M) \quad (3-18)$$

$$t_{cl} = t_s - 0.155 I_{cl} (C + R) \quad (3-19)$$

I_{cl} : 着衣量 [clo]

$$f_{cl} = 1.0 + 0.2 I_{cl} \quad I_{cl} < 0.5 \text{の時}$$

$$= 1.05 + 0.1 I_{cl} \quad I_{cl} > 0.5 \text{の時}$$

ここで t_{cl} は、(3-14)、(3-15)、(3-19) の方程式を繰り返し計算により解いて求める。

これらの式より、(3-11) 式の産熱量と放熱量の差 (S) を求めることができる。この S の値が、プラスの値のときは産熱量が放熱量より多い状態であり、マイナスの値のときは放熱量が産熱量より多い状態である。この S の値と人の温冷感との間の関係を見いだすことにより、温熱環境を定量的に評価することが可能となるとした。

(2) 被験者実験結果とPMV

人体と温熱環境との熱平衡式から、各種の温熱環境における人体の産熱量と放熱量の差すなわち熱平衡状態からのズレを定量化したのが(3-11)式である。このズレは、人体の熱負荷と云える。ここで、ある温熱環境において計算された人体熱負荷Sと、その環境における人の温冷感との関係を求める被験者実験を行うことにより、温熱環境を人の温冷感で評価することが可能となるとして、定常状態の温熱環境においてFanger[6]自身が行った実験と、Nevinsら[9]による被験者実験データから表3.2に示す温冷感スケールによる申告結果を得た。この被験者実験による申告結果とそのときの温熱環境負荷Sとの関係を統計的に処理をして、(3-20)式に示す予測平均温冷感申告すなわちPMV(Predicted Mean Vote)を求めた。

表3.2 温冷感申告スケール

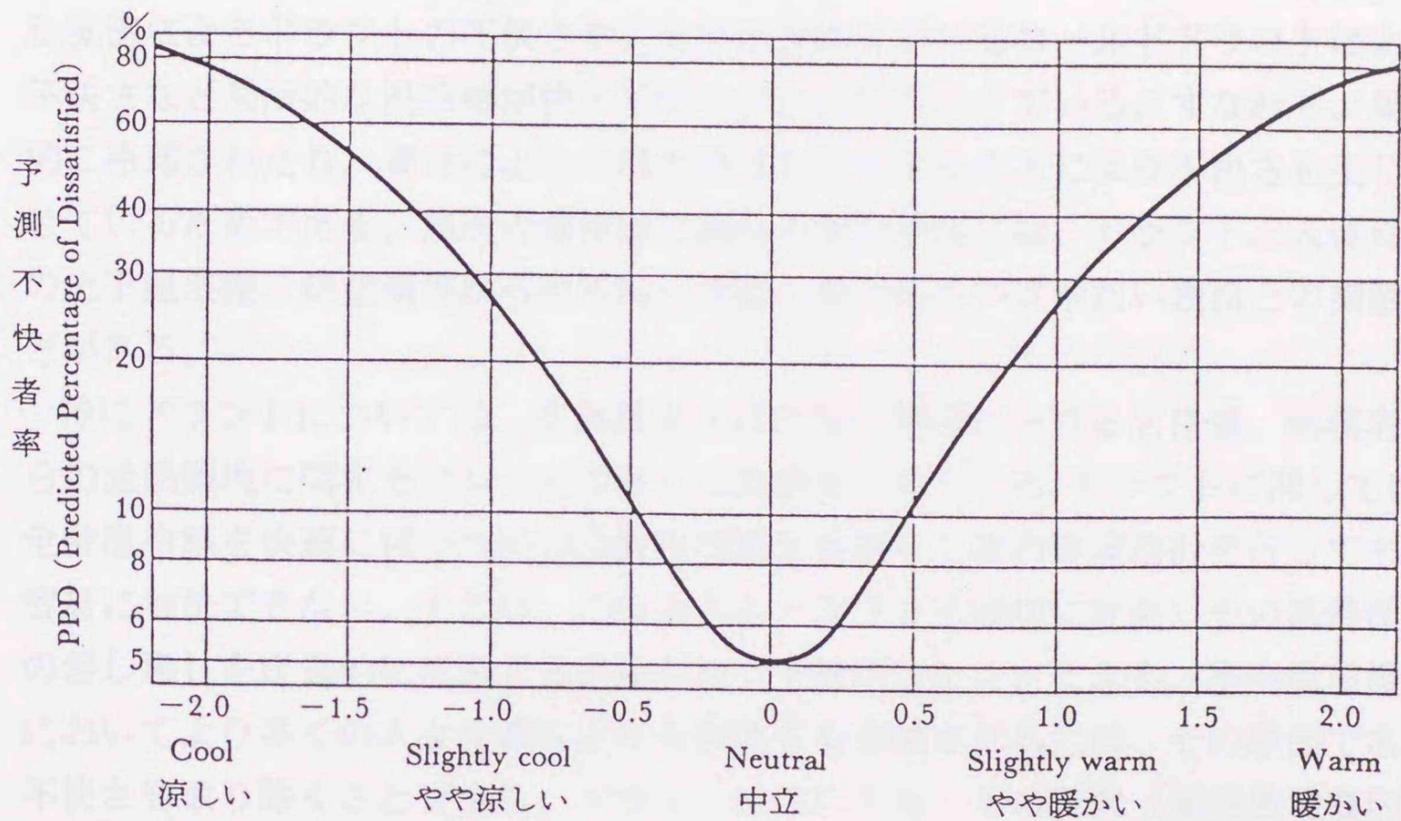
PMV	温冷感
+3	hot
+2	warm
+1	slightly warm
0	neutral
-1	slightly cool
-2	cool
-3	cold

$$PMV = \{0.303 \exp(-0.036M) + 0.028\} \times S \quad (3-20)$$

さらに、各PMV値の温熱環境とそのときの被験者の温熱環境への満足度のデータから、各PMVの値における不快者の割合を(3-21)式に示すように導いた。この不快者の割合を、予測不快者率PPD(Predicted Percentage Dissatisfied)とした。PMVとPPDの関係をグラフにすると図3.1のとおりである。

$$PPD = 100 - 95 \exp\{-(0.03353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2)\} \quad (3-21)$$

PMV、PPD指標は、産熱量実験データなど、その成り立ちから適用範囲には限界がある。しかしながら、算出方法が比較的容易でありかつ表現の簡便であるため、快適範囲を大きく超えない一般的な室内における温熱環境の評価、設計ならびに制御には広く使われている。



PMV (Predicted Mean Vote)

予測平均温冷感申告

(Brüel & Kjør 社 Technical Review No. 2—1982, P34より転載)

図3. 1 PPDとPMVの関係

3. 4 局所の熱的快適性（局所温冷感の重要性と課題）

これまで示してきた温熱環境における快適性指標はいずれも全身の温冷感に基づく評価指標である。ここでFanger [6] が温熱快適性の第4の条件として、局所的な不快さがないことを上げている。しかしながら、実際に空調換気された室内においては、その居住者あるいは執務者が訴えるクレームの多くは、空調吹出し気流によるドラフトの不快さや、冬季の窓際におけるコールドドラフトによる不快さなど局所的な温冷感が快・不快の主な要因となっている。すなわち、局所的に冷却されたり、場合によっては加熱されたりすることにより不快さを生じさせているためである。局所の温冷感に関わる主な要因には、ドラフト、人体周囲の上下温度差、周壁面等からの不均一放射、暑いあるいは冷たい表面との接触などがある。

特にドラフトについては、空調換気された室内環境における居住者、執務者からの温熱環境に関するクレームの多くの割合を占めている。ドラフトに関しては、全身温冷感を快適に保つための冷暖房空調を目指して室内環境設計を行っても、容易に解決できない。それは、このようなドラフトを適切に評価しその温熱環境の善し悪しを定量的に把握する手法がなくて無かったことによる。室内温熱環境においてより多くの人々を満足させる快適さを達成させるには、その原因である不快さを取り除くことである。ドラフトについても、その原因（温熱環境要因）と結果（人の不快さ）との関係を定量的に評価し、問題の解決に結びつけることが求められている。気流が不快感の要因になるのは、人体に気流が当たってその部位が冷却され部位の熱平衡を崩してしまうためであると思われる。したがって全身的な温冷感は中立状態であっても、部位の温冷感が中立でないとき局所における不快感を生じさせることになる。

3. 5 まとめ

これまでにドラフトに関して行なわれた研究は、Houghten[2]による、10人の男性被験者を用いた、首筋とくるぶしに風速変動の非常に少ない気流をあてた実験研究や、McIntyre[3]によるHoughten[2]と同様に、被験者の頭部に変動の非常に少ない気流をあてた実験研究がある。また、BerglundとFobelets[4]は50人の被験者を用いて、乱流強度が小さい気流に暴露されている時の反応について実験を行なった。これらはいずれも変動の非常に少ない気流を用いた実験であるが、実際に空調換気されている室内の気流は層流ではなく、風速が時間とともに変動する乱流である。ドラフトに関する評価を行うためには、さらに実際の空調換気室内の気流と同等の乱流域の気流環境での検討が必須である。

こうした背景から、ドラフトによる温熱環境でより実際的な評価に関する研究を行った。

第3章 参考文献

- [1] 中山昭雄編、温熱生理学、理工学社、(1981)69
- [2] Houghten,F.C., Draft temperatures and velocities in relation to skin temperature and feeling of warmth, ASHVE Trans., 44(1938)289.
- [3] McIntyre,D.A., The effect of air movement on thermal comfort and sensation, in P.O.Fanger and O.Valbjorn(eds.), Indoor Climate, Danish Building Research Institute, Copenhagen, (1979) 541-560
- [4] Berglund,L.G. & Fobelets,A.P.R., Subjective human response to low-level air current and asymmetric radiation, ASHRAE Trans., 93(1)(1987)497-523
- [5] Gagge,A.P., Stolwijk,J.A.J. & Nishi,Y., An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response, ASHRAE Trans., 77, (1971) 247-262
- [6] Fanger,P.O., Thermal Comfort, Copenhagen, Danish Technical Press, (1970)
- [7] Fanger,P.O., Calculation of thermal Comfort : Introduction of a Basic Comfort Equation, ASHRAE Trans., 73 Part 2(1967)
- [8] Parsons,K.C., Human Thermal Environments, Taylor & Francis, (1993)
- [9] Nevins,R., Rohles,F.H., Springer,W. & Feyerherm,A.M., A temperature-humidity chart for thermal comfort of seated persons, ASHRAE Trans., 72. I, (1966)283-291

第4章 空調環境における気流特性と熱的快適性

4.1 はじめに

建物における冷暖房・空調システムによって創出される居住環境の快適性は、そこで居住・滞在あるいは執務する人々（Occupants）によって評価される。既存の事務所ビルを例に、その性能を執務者がどのように感じ評価しているかを示すデータをみると、空調設備に対する不満や要望が多いことがわかる。これらの主な原因が、空調設備から供給される気流にあることが事務所ビルに関する調査結果によって示されている。

気流に起因する不快感のことをドラフトと呼ぶ。ドラフトは、「気流によって引き起こされる人体局所の好ましくない冷却作用」と、ASHRAEにより定義されている。そしてこのドラフトは、空調換気されている居室内での最も一般的な居住者の不満の要因のひとつである。したがって、ドラフトを防止するために、気流に対する人間の反応に関する情報を得ることが重要である。

これまでに、ドラフトに関する研究は、いくつかなされた。Houghten[5]やMcIntyre[9]は、各々変動の非常に少ない気流に被験者を暴露する実験を行った。FangerとPedersen[1]は、周期的に変動する気流の方が変動のない場合に比し、より不快であることを示した。

実際の居室では、居住者は図4.1に示すような乱流の特徴である不規則に変動する気流にさらされている。空調換気されている室内での実測結果から1) 図4.2に示すように、気流の乱流強度（＝（気流変動の標準偏差）/（平均風速） $\times 100\%$ ）が、10%～70%の間に分布していることが明らかになった。

室内気流の特性値として今回実測した項目は、風速の瞬時値（ $v = \bar{v} + v'$ ）、平均風速（ \bar{v} ）、風速変動（ v' ）の標準偏差（RMS）、そして乱流強度（ $Tu = \text{RMS}/\bar{v}$ ）である。

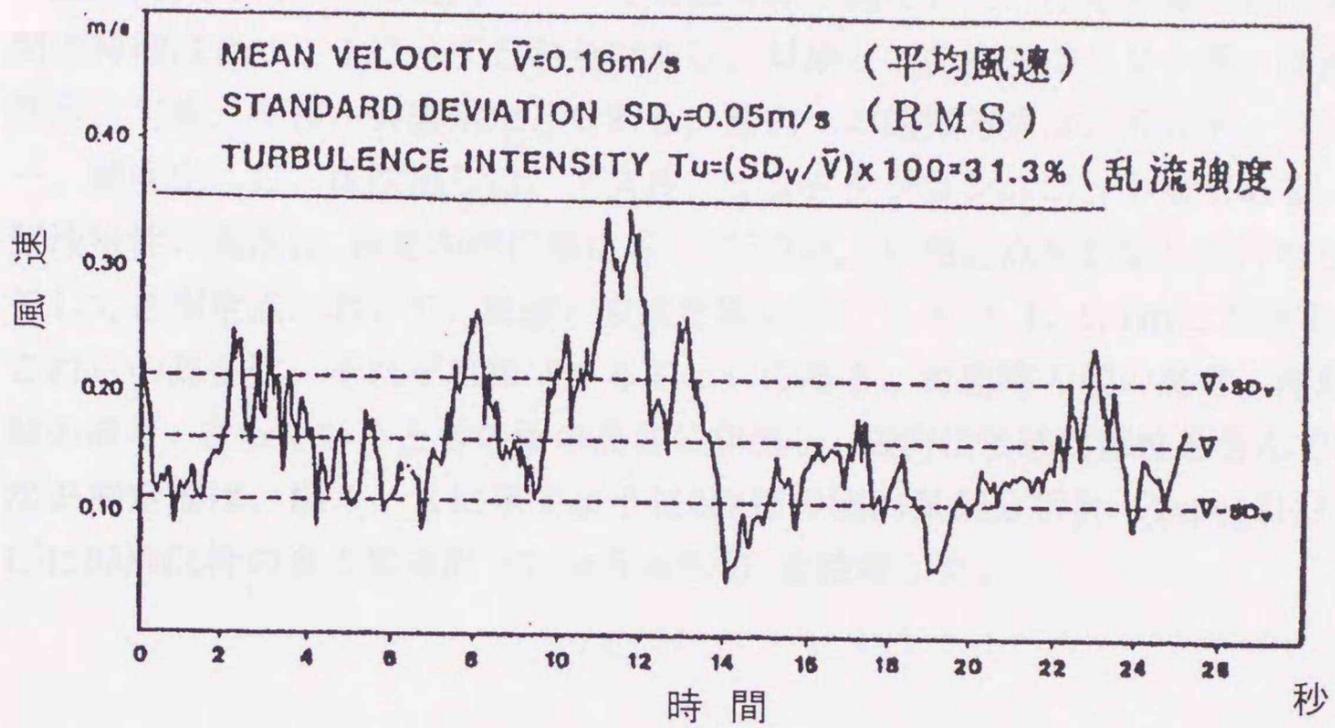


図4.1 室内気流の実測例と乱流強度の定義

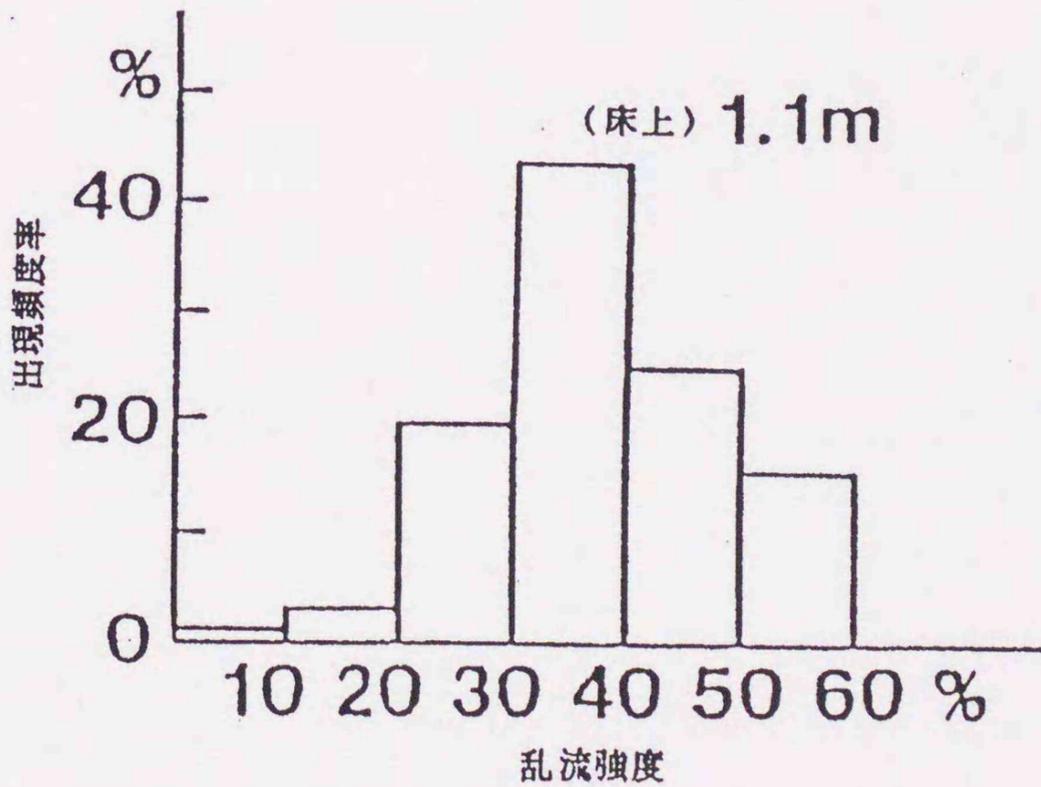


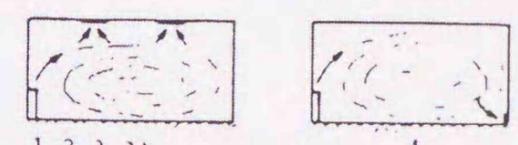
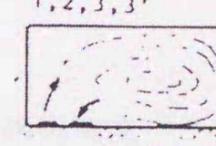
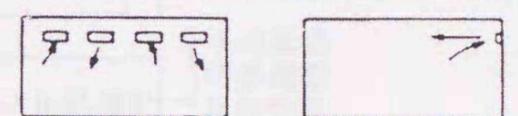
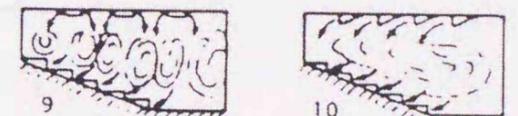
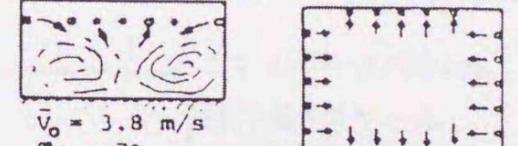
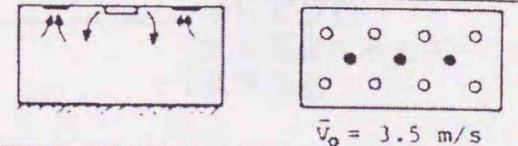
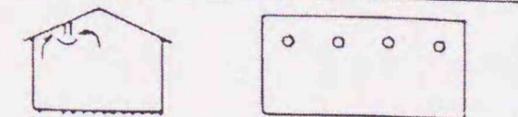
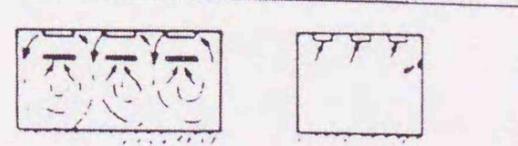
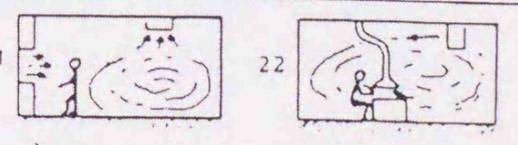
図4.2 乱流強度実測結果(実測対象建物:22件)

4. 2 冷暖房空調システムによる室内気流特性の実測

空調換気されている室内について気流特性を測定した。測定対象とした室内空間の特徴は表4. 1に示すとおりである。対象とした室内は22ヶ所、用途は事務所、工場、学校、会議室などである。室内への給気方式は、天井ディフューザー、壁吹出し口、床吹出し口、ノズル、インダクションユニット等である。室内気流特性の実測は、各室内居住域において6点以上の測定点を設定して行なった。そして各測定点において、風速と室温を床上0.1、0.6、1.1、1.7mにて測定した。これらの高さは、それぞれ踝（くるぶし）の高さ、椅座時の腰の高さ、椅座時の頭の高さ、立っているときの頭の高さに相当し、気流に敏感な部位を含んでいる。なお測定器は、図4. 3に示すようにB&K社の室内気候分析計（Type1213）ならびにDANTEC社の多点風速計（Type 5 4N10）を使用した。

No.	用途	床面積 (m ²)	高さ (m)	給気方式	測定点数
1	事務所	120	2.5	天井ディフューザー	6
2	工場	500	4.0	壁吹出し口	8
3	学校	80	3.0	床吹出し口	7
4	会議室	30	2.8	ノズル	5
5	事務所	150	2.6	インダクションユニット	6
6	工場	200	3.5	天井ディフューザー	7
7	学校	60	2.9	壁吹出し口	6
8	会議室	40	2.7	ノズル	5
9	事務所	100	2.5	天井ディフューザー	6
10	工場	300	4.2	壁吹出し口	9
11	学校	70	3.1	床吹出し口	7
12	会議室	25	2.8	ノズル	5
13	事務所	180	2.6	インダクションユニット	7
14	工場	400	3.8	天井ディフューザー	8
15	学校	90	3.2	壁吹出し口	7
16	会議室	35	2.7	ノズル	5
17	事務所	110	2.5	天井ディフューザー	6
18	工場	250	4.1	壁吹出し口	8
19	学校	85	3.0	床吹出し口	7
20	会議室	45	2.8	ノズル	5
21	事務所	160	2.6	インダクションユニット	7
22	工場	350	3.9	天井ディフューザー	8

表4.1 実測対象とした種々の空調換気室内の主な特徴

No. & Symbol	Type of Space	Floor Area (m ²)	Space Volume (m ³)	Air Change (1/h)	Type of Ventilation System Mean Velocity \bar{V}_0 and Turbulent Intensity Tu_0 are given
1 \boxtimes 2 \diamond 3 \circ 3' \blacklozenge	office office office with/ without nozzles	13 29 56	34 76 148	9.5 6.4 3.0	 1, 2, 3, 3' 4
4 \diamond 5 \blacksquare 6 \blacksquare 7 \diamond	school room school room school room swimming hall	62 78 78 1650	155 210 225 15000	7.4/ 3.3 4.6 2.3 1.6	 5 6 No. 1 2 3 5 6 7 \bar{V}_0 m/s 15 18 13 24 18 18 Tu_0 % 11 8 11 7 8 11
8 \blacktriangle	school room	58	210	4.0	
9 \triangleright 10 \star	small auditorium large auditorium	74 187	361 850		 9 10
11 \triangle	meeting room	108	324	7.4	 $\bar{V}_0 = 3.8$ m/s $Tu_0 = 7\%$
12 \odot	meeting room	39	109		 $\bar{V}_0 = 3.5$ m/s
13 \times	industrial hall	52	182		
14 \square 15 \blacksquare	large industrial hall large industrial hall	144 223	504 771		
16 ∇ 17 \blacktriangledown 18 \blacklozenge 19 \odot 20 $+$	lecture room lecture room lecture room lecture room with thermal load	50 50 50 50 50	150 150 150 150 150	12.5 / 15.0	
21 \circ 22 \bullet	clean room with laminar flow clean room with turbulent flow	42 148	160 378	25.0	 21 laminar flow 22 turbulent flow

4. 3 実験結果

実験装置の概略図を、図4.3に示す。本装置は、室内気候測定と乱流運動の同時測定を目的として設計された。測定対象は、室内気候（平均風速、標準偏差、乱流強度）と乱流運動（平均風速、標準偏差、乱流強度、空気温度）である。測定装置は、風速計センサー、12ch 無指向性球形センサー、室内気候分析計、多チャンネル風速計、データレコーダ、周波数分析計、マイコンから構成される。データレコーダは、室内気候分析計と多チャンネル風速計からのデータを記録する。周波数分析計は、データレコーダからのデータを周波数分析し、エネルギースペクトル、積分長さスケール、マイクロ長さスケール、特性周波数、乱流運動エネルギー、乱流逸散を算出する。マイコンは、周波数分析計からのデータを処理し、乱流運動エネルギー、乱流逸散を算出する。

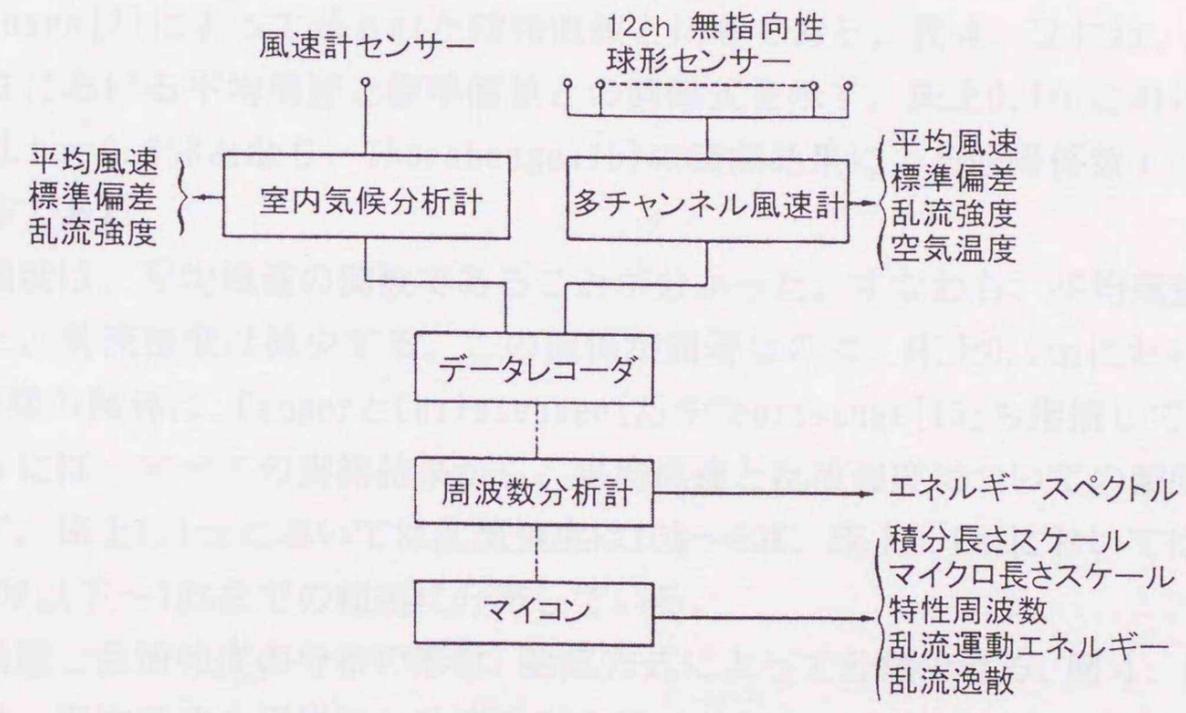


図4.3 実験計測・解析システム

図4.3のシステムは、室内気候と乱流運動の同時測定を可能にする。室内気候分析計は、風速計センサーからのデータを処理し、平均風速、標準偏差、乱流強度を算出する。多チャンネル風速計は、12ch 無指向性球形センサーからのデータを処理し、平均風速、標準偏差、乱流強度、空気温度を算出する。データレコーダは、室内気候分析計と多チャンネル風速計からのデータを記録する。周波数分析計は、データレコーダからのデータを周波数分析し、エネルギースペクトル、積分長さスケール、マイクロ長さスケール、特性周波数、乱流運動エネルギー、乱流逸散を算出する。マイコンは、周波数分析計からのデータを処理し、乱流運動エネルギー、乱流逸散を算出する。

4. 3 実測結果

本実測の結果から、床上0.1mと1.1mにおける平均風速と乱流強度について示す。人のくるぶしの高さ（床上0.1m）と、椅座時の人の頭の高さに相当する高さ（1.1m）における、平均風速と風速変動分との関係を全測定場所からのデータで示す（図4. 4 a、図4. 4 b）。これらから標準偏差はかなりばらついていていることが分かる。図中に今回の実測結果の回帰直線と、Thorshauge [15] の実測結果の回帰直線、さらにFangerとChristensen [2] による実測結果の回帰直線を比較のため同図に示す。床上1.1mにおけるデータの回帰直線の勾配は、FangerとChristensen [2] によって示された回帰直線と同等である。表4. 2には、4つの実測高さにおける平均風速と標準偏差との回帰式を示す。床上0.1mにおける回帰係数は $r = 0.668$ となり、Thorshauge [15] の実測結果による回帰係数 $r = 0.6$ とほぼ同等である。

乱流強度は、平均風速の関数であることが分かった。すなわち、平均風速が増大すると、乱流強度は減少する。この関係が顕著なのは、床上0.1mにおいてである。同様の関係は、FangerとChristensen [2] やThorshauge [15] も指摘している。図4. 5には、すべての実測結果から、平均風速と乱流強度についての頻度率分布を示す。床上1.1mにおいては乱流強度は10%~60%、床上0.1mにおいては乱流強度は10%以下~70%までの範囲に分布している。

平均風速と乱流強度の分布の形は、給気方式によって分類できる。図4. 6 (aとb) は、平均風速の平均値と乱流強度のデータから、表4. 1に示す実測スペースNo. 2とNo. 11について、床上高さの関数として表わしたものである。これら2つの空間は、異なった給気方式を持っており、吹出す気流が循環流を形成するタイプと、直接居住域内へ吹出す方式とである。

次に、空調換気されている室内の床上0.1mと1.1mにおける、乱流のエネルギースペクトルを図4. 7に示す。乱流エネルギースペクトルは、風速変動分の運動エネルギー v^2 の周波数別分布密度であり、スペクトル分布関数として知られている。周波数 n の代わりに波数 $k = 2\pi n/v$ を用いるのが一般的である。図4. 7のエネルギースペクトル曲線の形状は、十分に発達した乱流によく類似している。乱流エネルギーの大半は、低周波数域に集中して分布している。乱流エネルギースペクトルを波数 k の関数として $E(k)/V^2 = f(k)$ で表したときの分布を図4. 8に示す。各実測結果はよく一致しており、特に高波数域 $k > 5 \text{ m}^{-1}$ でばらつきが少ない。

図4. 8 (aとb) から、床上0.1mと床上1.1mとの乱流エネルギースペクト

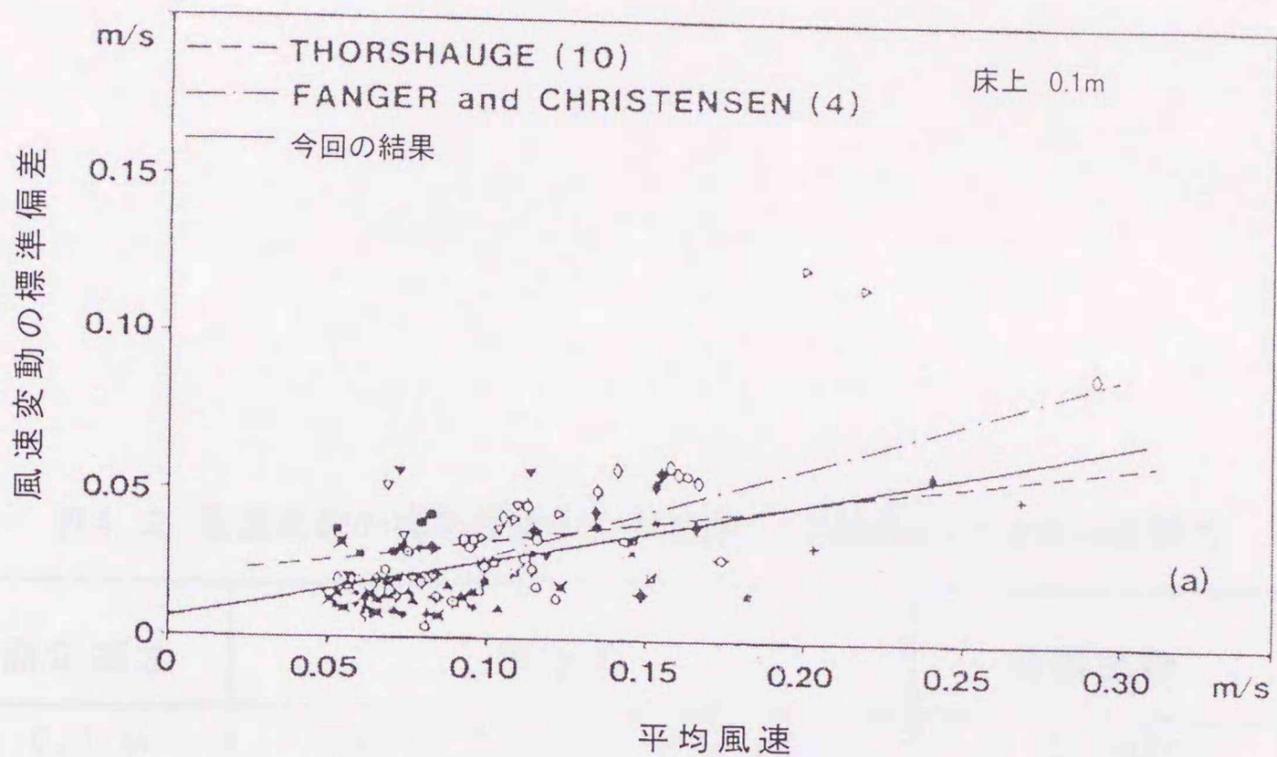


図4. 4a 風速変動の標準偏差と平均風速の関係
(くるぶしの高さ 床上 0.1m)

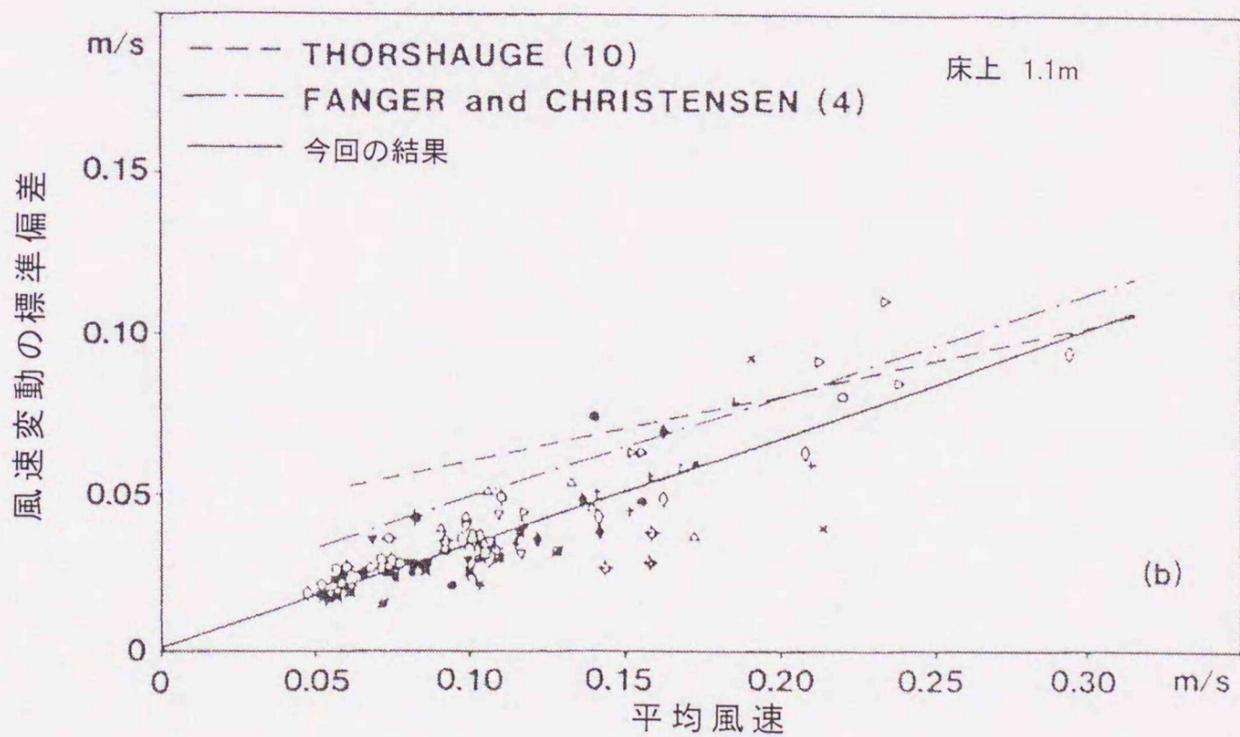


図4. 4b 風速変動の標準偏差と平均風速の関係
(頭の高さ 床上 1.1m)

表4.2 風速変動の標準偏差を平均風速(\bar{v})の関数としたときの回帰式

測定高さ	回帰式	相関係数
0.1 m	$\text{RMS} = 0.191 \bar{v} + 0.0078$	0.6680
0.6 m	$\text{RMS} = 0.330 \bar{v} + 0.0021$	0.9122
1.1 m	$\text{RMS} = 0.328 \bar{v} + 0.0021$	0.8372
1.7 m	$\text{RMS} = 0.266 \bar{v} + 0.0032$	0.8199

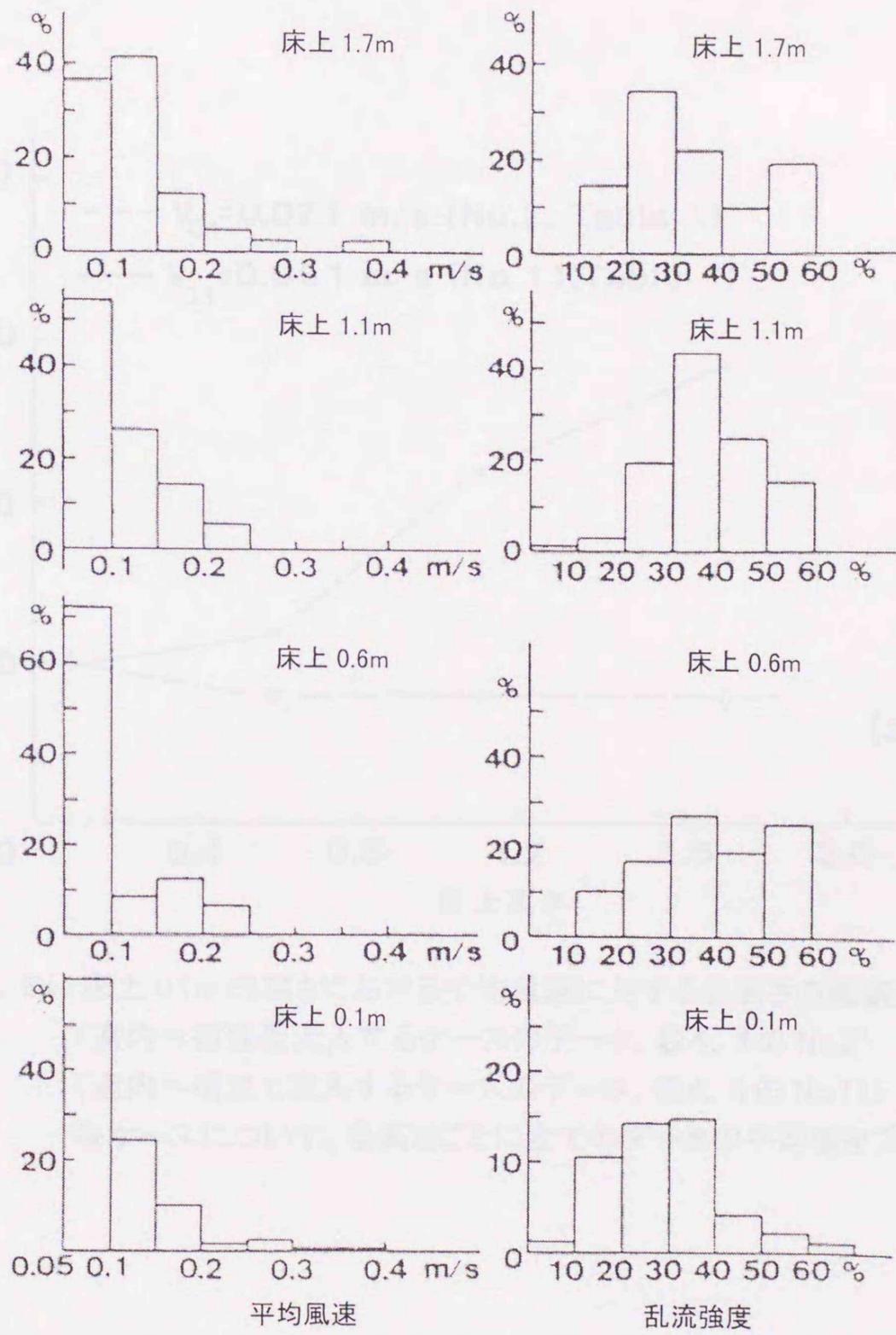


図4.5 床上各高さにおける平均風速(\bar{v})と乱流強度(Tu)のヒストグラム

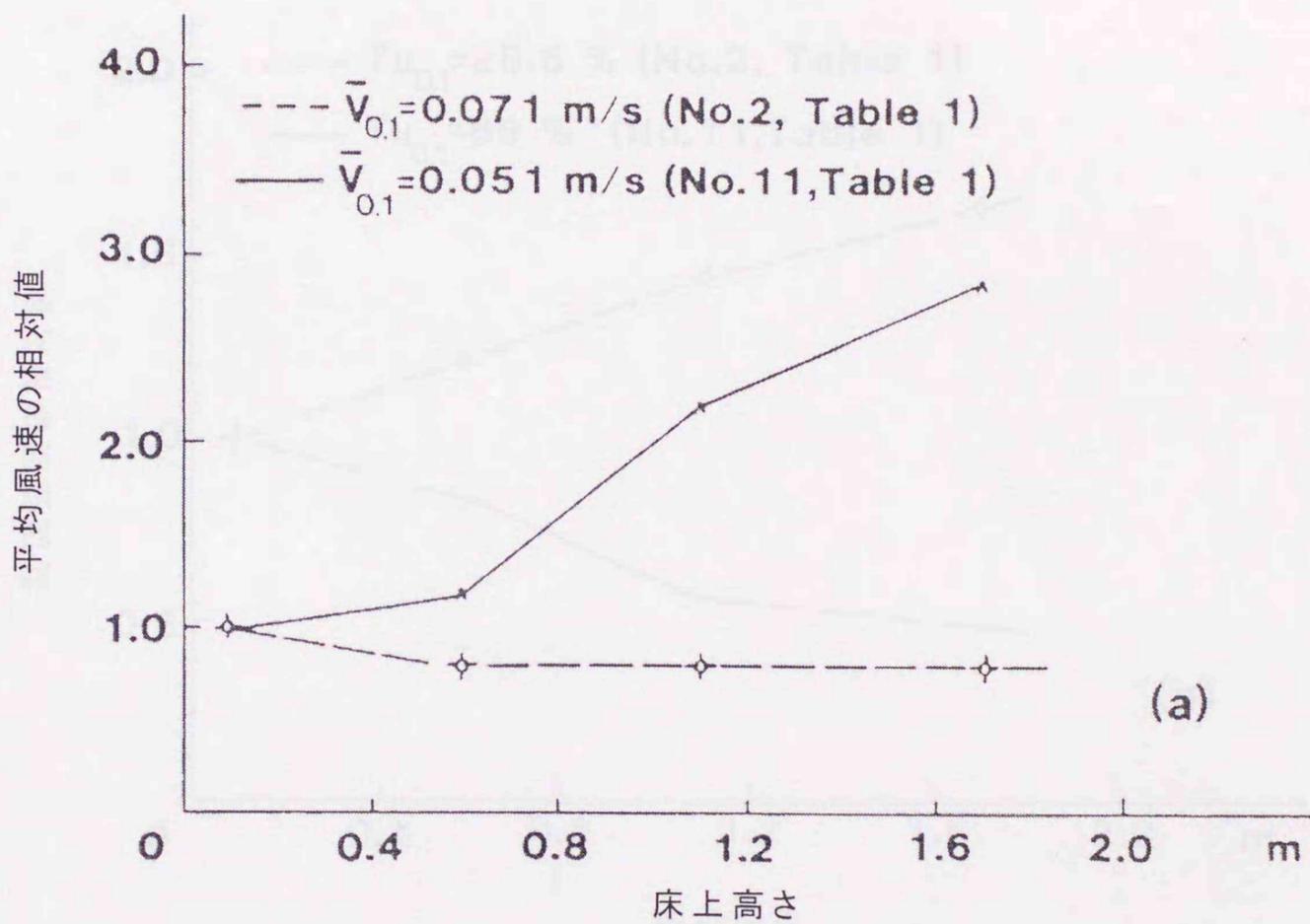


図4. 6a 床上 0.1m の高さにおける平均風速に対する各高さの風速相対値
 (室内へ循環型流入するケースのデータ、表4. 1の No.2)
 (室内へ噴流で流入するケースのデータ、表4. 1の No.11)
 各ケースについて、各高さごとに全てのデータの平均値をプロット

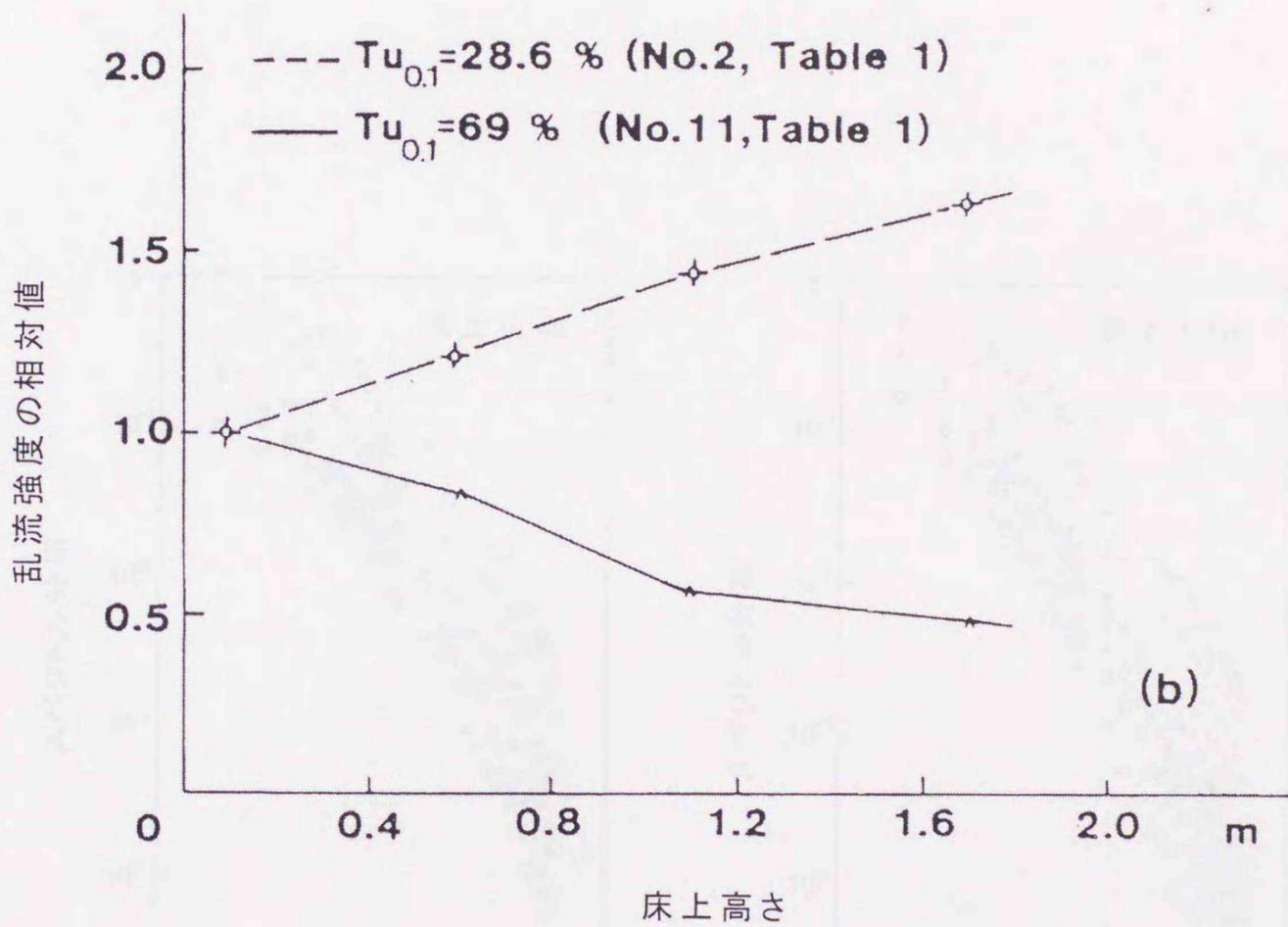
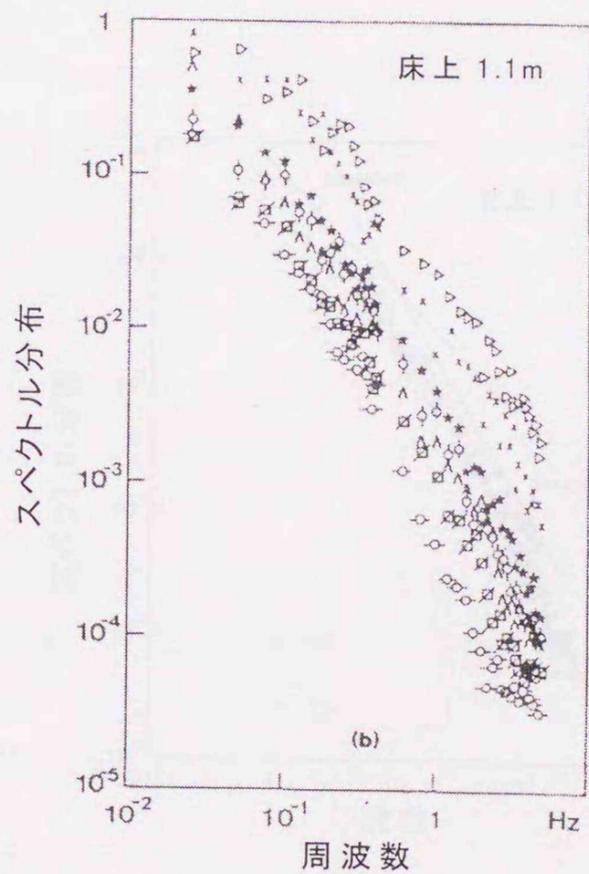
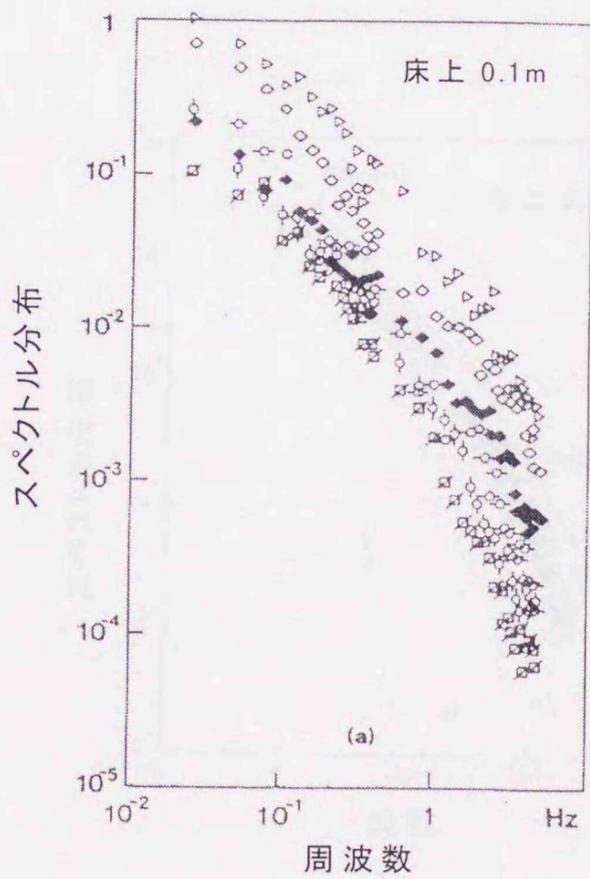


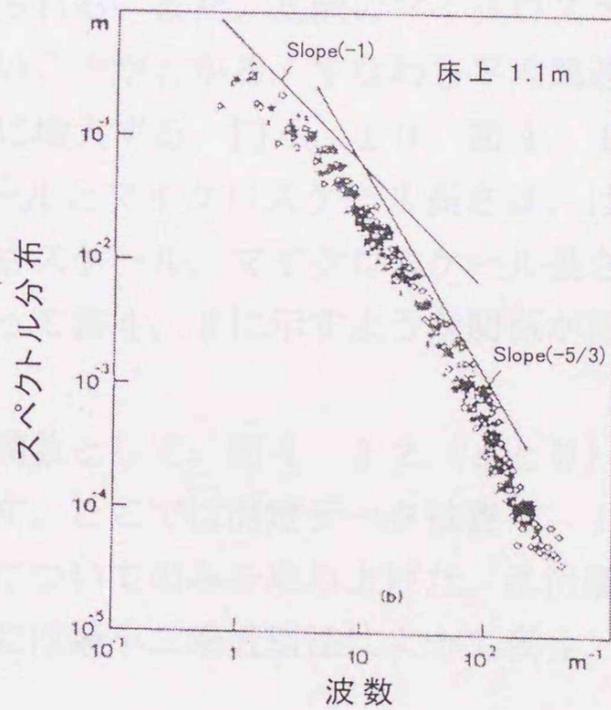
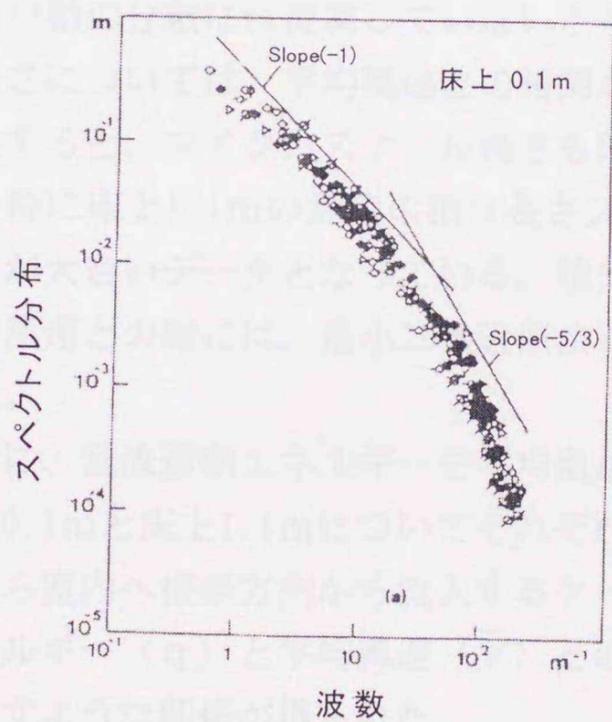
図4. 6b 床上 0.1m の高さにおける乱流強度に対する各高さの乱流強度の相対値
 (室内へ循環型流入するケースのデータ、表4. 1の No.2)
 (室内へ噴流で流入するケースのデータ、表4. 1の No.11)
 ケースについて、各高さごとに全てのデータの平均値をプロット



a. くるぶしの高さ 床上 0.1m

b. 頭の高さ 床上 1.1m

図4.7 各種換気空調室内における風速変動のエネルギースペクトル
(周波数に対する値)



a. くるぶしの高さ 床上 0.1m

b. 頭の高さ 床上 1.1m

図4. 8 各種換気空調室内における風速変動のエネルギースペクトル
(波数に対する値)

ルの違いは明確である。床上0.1mでのエネルギースペクトル（図4. 8 a）の各データは相互に非常に近接しており、スペクトル曲線は $E(k) / V'^2 \sim k^{-1}$ の関係式に広い波数領域で合致している。一方、床上1.1mのスペクトル曲線は、波数の $-5/3$ 乗則に合致している。ところで、乱流エネルギーの分布は、乱流と層流の場合でまったく異なる。その実例を図4. 9に示す。層流のスペクトルは、例えばクリーンルームで実測することができる。層流の場合、乱流エネルギーが低いレベルにあり、広い波数領域で概ね一定の値となる。

次に、乱流の長さスケールの解析結果を図4. 10（aとb）に示す。乱流は種々のサイズの渦の重なりで構成されていると考えられる。その最大の渦の大きさを積分長さスケール（L）とする。また同じく最少の渦のサイズをマイクロスケール長さ（ λ ）とする。これは主に乱流エネルギーの散逸に関与していると考えられる。図4. 10より乱流の積分長さスケールは、平均風速には従属するが、風速変動の分散には従属していないと考えられる。また、乱流のマイクロスケール長さについては、平均風速との相関が高いことがわかる。すなわち平均風速が増大すると、マイクロスケール長さも同様に増大する。図4. 10、図4. 11から特に床上1.1mの乱流の積分長さスケールとマイクロスケール長さは、ばらつきが大きいデータとなっている。積分長さスケール、マイクロスケール長さとは平均風速との間には、最小二乗近似法によって表4. 3に示すような関係が得られた。

次に、乱流運動エネルギーを平均風速の関数として、図4. 12（aとb）に床上0.1mと床上1.1mについてそれぞれ示す。ここでは測定データは表4. 1の中から室内へ接線方向から流入するケースについてのみを取り上げた。乱流運動エネルギー（ q ）と平均風速（ \bar{V} ）との間には最小二乗近似法によって表4. 3に示すような関係が得られた。

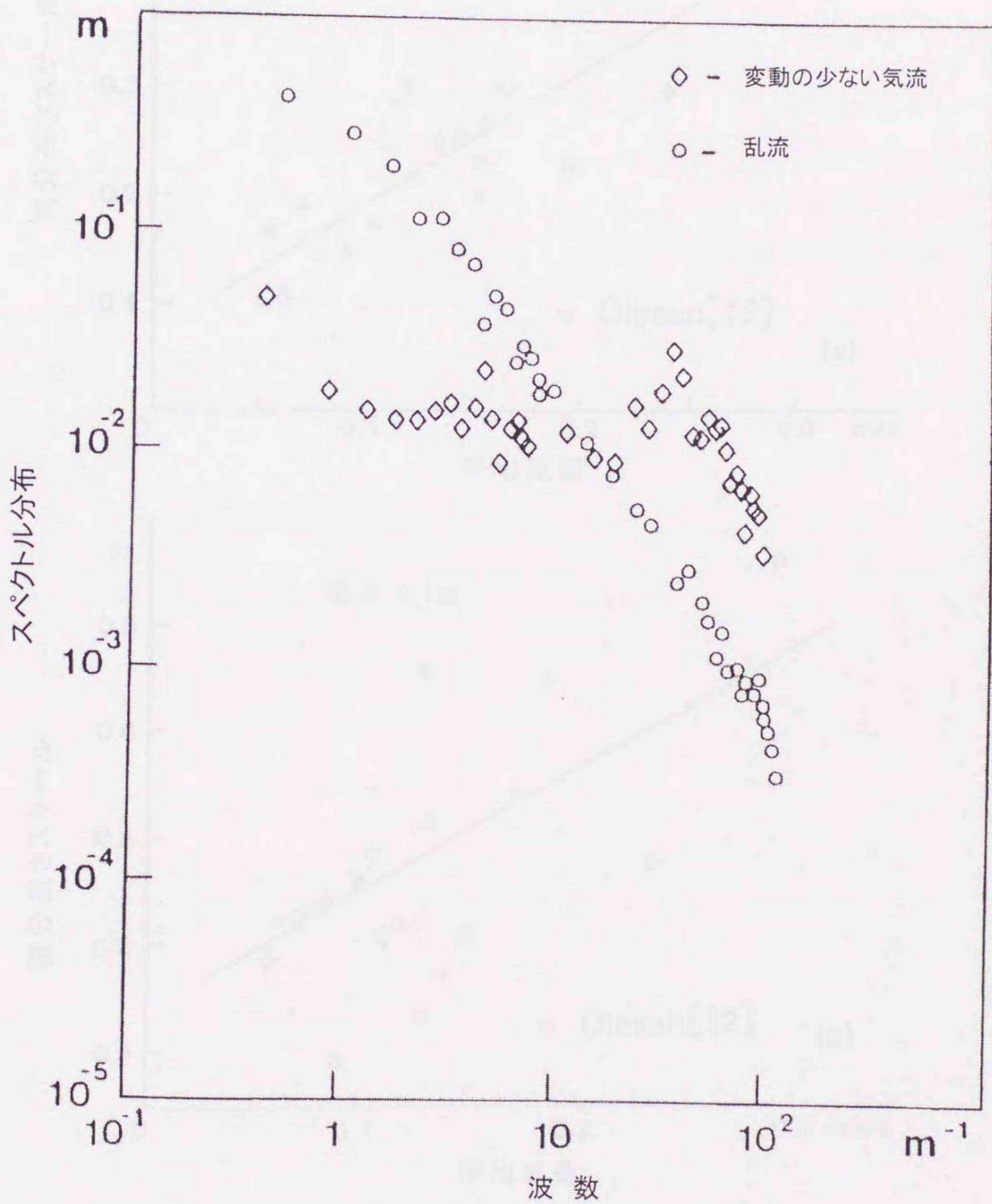


図4. 9 層流と乱流における風速変動のエネルギースペクトルの比較
縦軸は $E(k)/v^2$ を表す

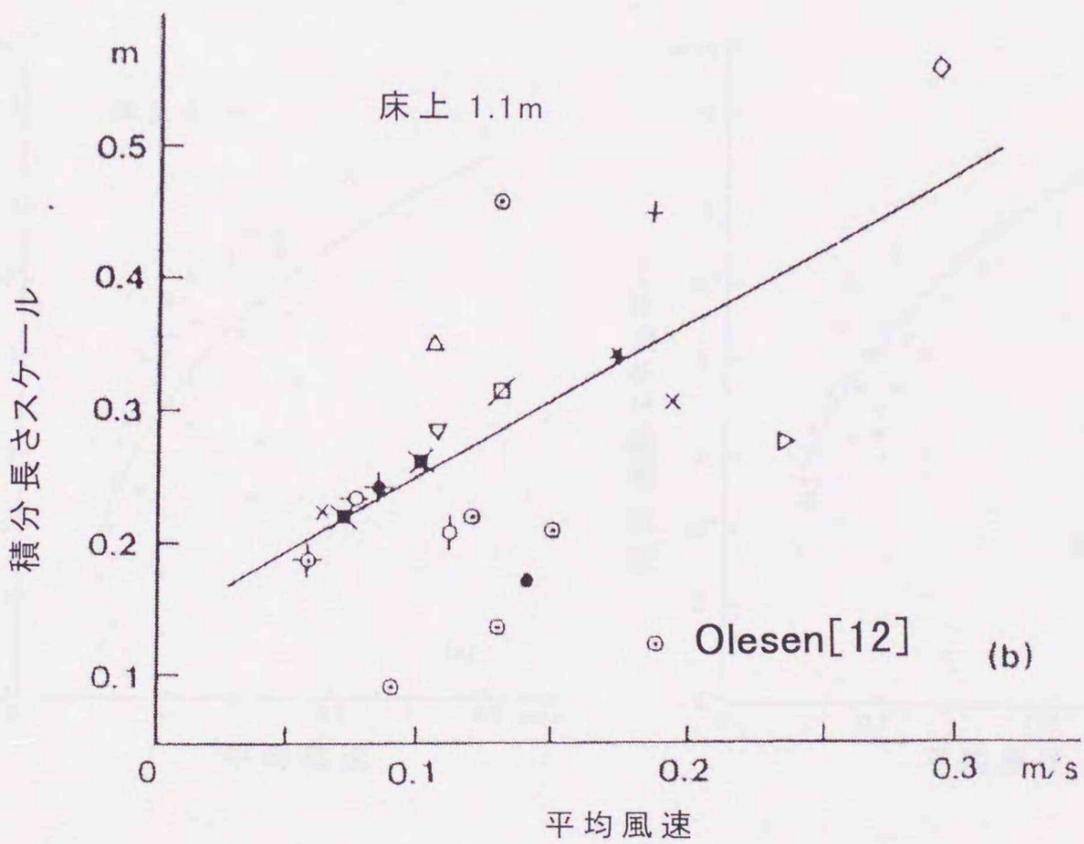
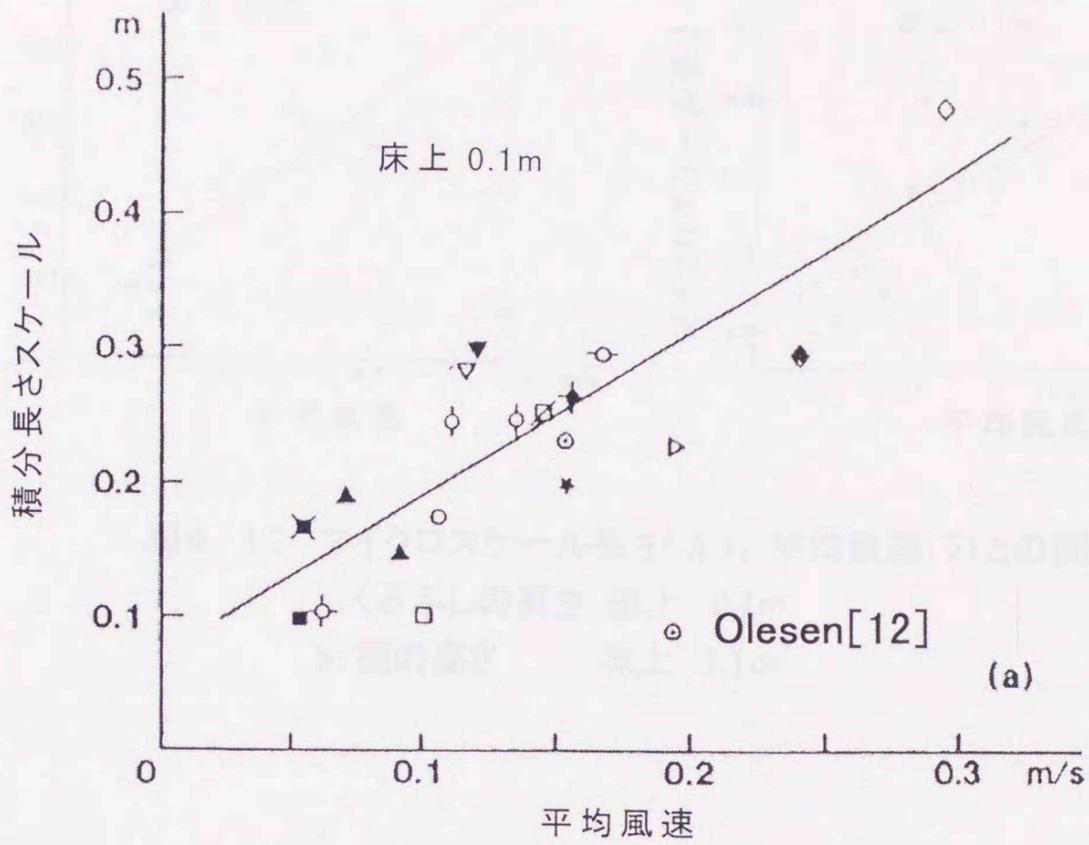


図4. 10 積分長さスケール(L)と平均風速(\bar{v})との関係
 a:くるぶしの高さ 床上 0.1m
 b:頭の高さ 床上 1.1m

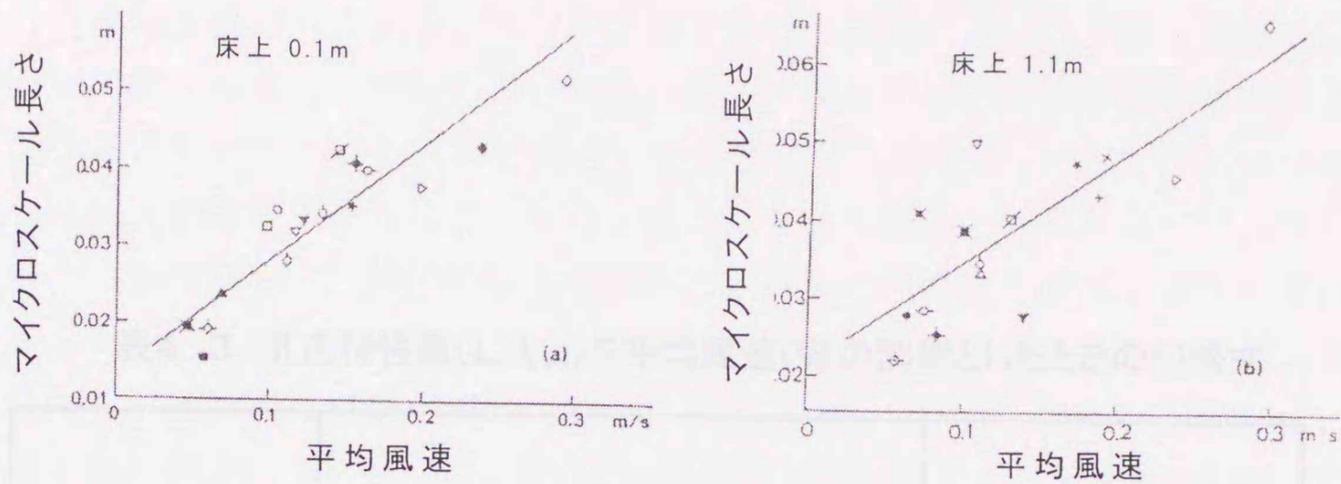


図4. 11 マイクロスケール長さ(λ)と平均風速(\bar{v})との関係

a:くるぶしの高さ 床上 0.1m

b:頭の高さ 床上 1.1m

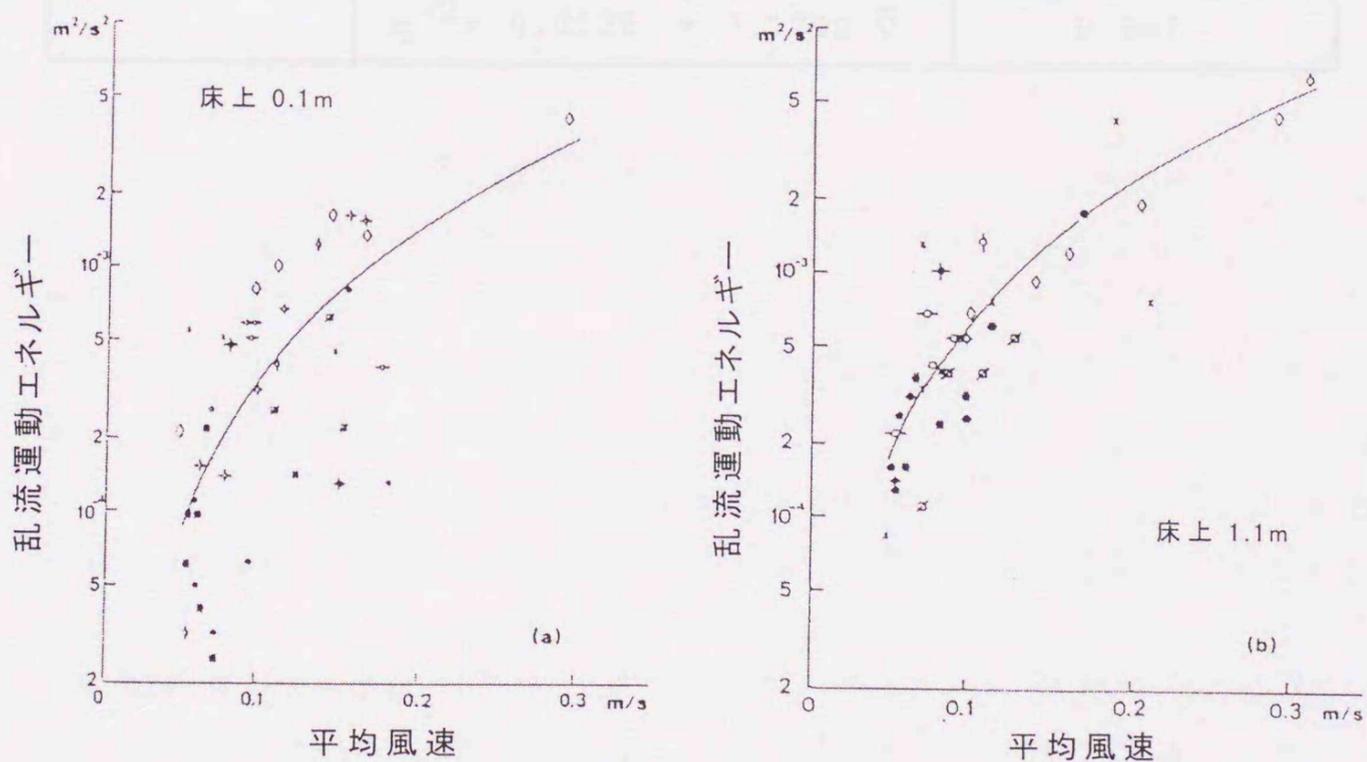


図4. 12 乱流運動エネルギー(q)と平均風速(\bar{v})との関係

a:くるぶしの高さ 床上 0.1m

b:頭の高さ 床上 1.1m

4. 4. 2 乱流

今回の実験は一歩前進として、乱流特性値を平均風速に式(4.1)及び(4.2)で算出された平均風速に代入して算出した。また、乱流特性値の算出に用いた平均風速は、乱流特性値の算出に用いた平均風速と平均風速との関係が図4.10に示されている。また、乱流特性値の算出に用いた平均風速は、乱流特性値の算出に用いた平均風速と平均風速との関係が図4.10に示されている。

表4.3 乱流特性値(L, λ, q)を平均風速(̄v)の関数としたときの回帰式

高さ	乱流特性値	決定係数
1.1 m	$L = 0.1389 + 1.1256 \bar{v}$	0.721
	$\lambda = 0.0120 + 0.1336 \bar{v}$	0.763
	$q^{1/2} = -0.0009 + 0.2291 \bar{v}$	0.852
0.1 m	$L = 0.0719 + 1.1740 \bar{v}$	0.785
	$\lambda = 0.0184 + 0.1196 \bar{v}$	0.732
	$q^{1/2} = 0.0029 + 0.1720 \bar{v}$	0.647

図4.10に示されている。また、乱流特性値の算出に用いた平均風速は、乱流特性値の算出に用いた平均風速と平均風速との関係が図4.10に示されている。

しかしながら、今回の実験データから、実際の居住地に適用する際には、平均風速が同一でも、乱流特性値が異なる場合があることが明らかになった。また、PetersとChristensen(1977)の実験結果も、乱流特性値が異なる場合があることが示されている。乱流特性値は、平均風速とドラフトとの関係を示す必要がある。

実際の居住空間における乱流特性は、大きく2つのグループに分けて考える。第1グループは、建物の内部が風流方向に直入するタイプであり、図4.11に示されている。第2グループは、建物の内部が風流方向に直入しないタイプであり、図4.12に示されている。第1グループには、平均風速が速く、乱流特性値も高い。第2グループには、平均風速が遅く、乱流特性値も低い。また、乱流特性値は、平均風速とドラフトとの関係を示す必要がある。

4. 4 考察

今回の実測データから、室内居住域における気流に関して、最も重要な特性データに関する有用な情報が得られた。まず、風速変動の標準偏差と平均風速との関係が得られた。それらは、図4. 4と表4. 2に示すように、床上0.1mの場合の相関係数はあまり高くはない。図4. 4 aと図4. 4 bから、同じ床上高さのデータにおいて、同一の平均風速のとき変動の標準偏差のばらつきの度合いが床上0.1mのほうが大きい。また、乱流強度は平均風速の増大に伴って増大する。ただし、4レベルの実測高さ（床上0.1, 0.6, 1.1, 1.7m）からの全実測データを見ると、図4. 5に示すように平均風速は0.05m/s以下から0.4 m/sまで、また乱流強度は10%以下から70%まで、それぞれ広範囲にばらついていることがわかった。

図4. 1 3の平均風速と不快者率との関係で示すように、変動のある気流は人体のドラフトにより影響を与えることが知られている。この図では、2つの別々に行なわれた実験を比較している。まずFangerとPedersen[1]によって行なわれた実験では、変動の非常に少ない気流で風速を変えて首のところへ気流を当てた場合のドラフト（気流による不快感）の程度を求めた。またもう一方は、FangerとChristensen[2]によって行なわれた実験で、乱流強度が30%から60%の範囲の気流を用いている。実験条件は同一ではないが、乱流のドラフトへの影響が明確に示されている。

FangerとChristensen[2]によるドラフトチャートは、先に示した実測データから得られた気流特性、すなわち乱流強度が10%~60%といった値の範囲内の条件で行なわれた実験を総合して求められている。

しかしながら、今回の実測データから、実際の居住域においては、平均風速が同一でも、乱流強度が10%以下や、60%以上の場合があることが明らかになった。従って、FangerとChristensen[2]の実験範囲を超えた、乱流強度が10%以下あるいは60%以上の場合について同一の平均風速における、被験者実験によってさらに乱流特性とドラフトとの関係を明らかにすることが必要である。

実測対象空間における気流分布は、大きく2つのグループに区分できる。第1のグループは、給気が室内に接線方向に流入するものであり、表4. 1中のCASE 1, 2, 3, 3', 4, 5, 6, 7, 10, 13である。第2のグループは、室内居住域へより直接給気されるものであり、表4. 1中のCASE 9, 11, 12である。第1グループに属する室内空間では、床からの高さが高くなるほど、平均風速は減少し、乱流強度は増加していることが観測された。そして第2グループに属する室内空間では、第1グループと逆の傾向が観測された。すなわち、床からの高さが高くなると平均

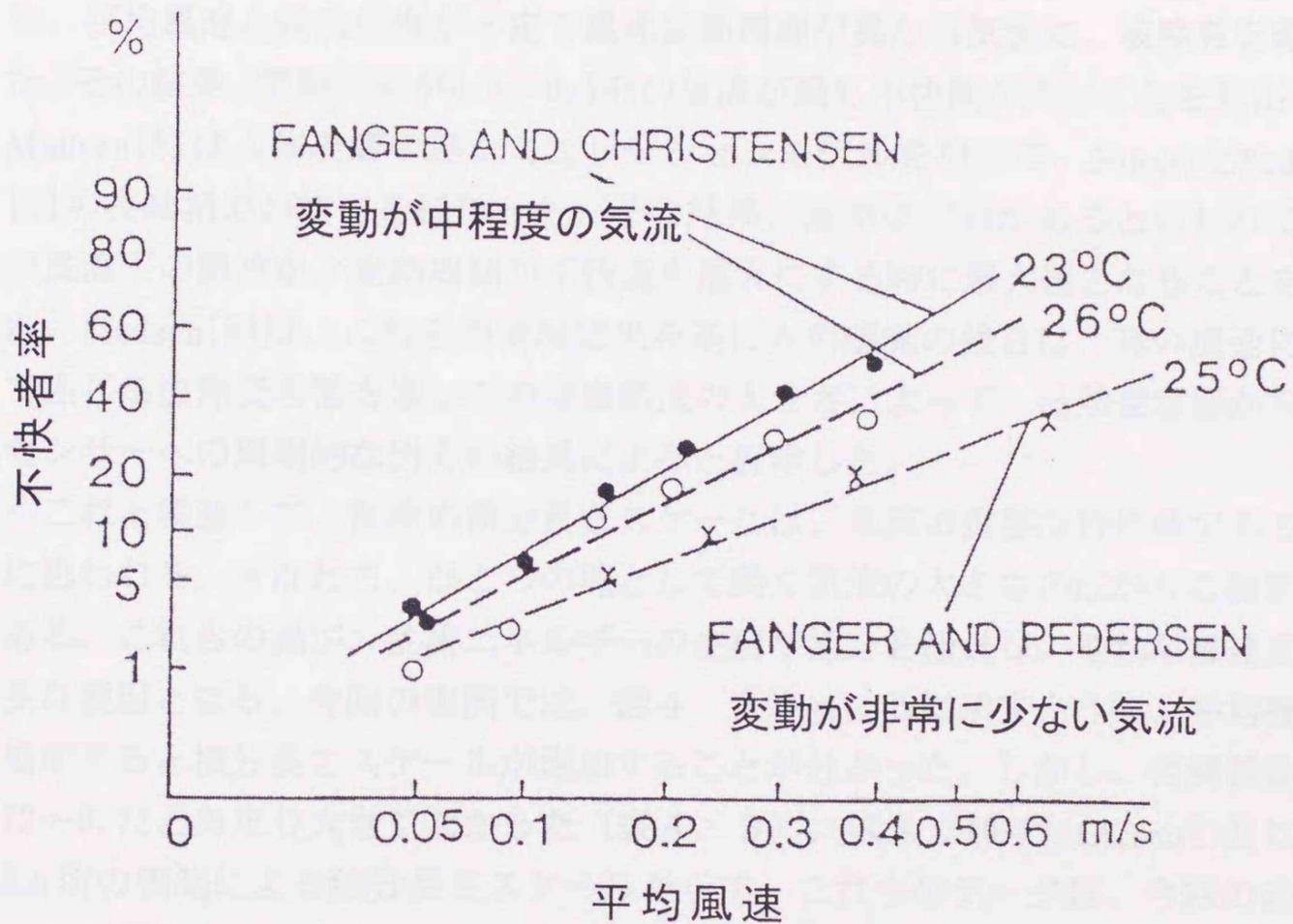


図4. 13 頭(首筋)の高さにおいてドラフトを感じる不快者率(不快者率を平均風速の関数として変動が非常に少ない気流の場合と、変動が中程度の気流の場合について示す)

風速は増加し、乱流強度は減少している（図4. 6 a、b）。

乱流強度は、風速変動の大きさを平均風速との相対値で表しているが、これだけでは乱流を特徴づけるには不十分である。なぜなら、平均風速、乱流強度ともに同一であって、風速変動周期が異なる気流がありうるからである。

FangerとPedersen[1]の実験結果は、風速変動の周期が人のドラフトに影響を与えることを示している。彼らの実験では、周期的に気流を変動させる給気装置により、平均風速と乱流強度が一定で風速変動周期が異なる気流に、被験者を曝露した。その結果、変動周期が0.3~0.5Hzの気流が最も不快度が高いことを見出した。Madsen[8]は人体皮膚の熱シミュレーションモデルを用いて、FangerとPedersen[1]の実験結果の検証を行なった。その結果、温熱受容器があるといわれている表皮直下の熱流が、変動周期が不快度を最大にする時に最大値となることを示した。Madsen[8]は、これらの実験結果を基に人の感覚の強さは、高い風速によって生じる温熱受容器を通しての皮膚熱流の大きさによって、温熱受容器から皮膚センサーへの周期的な出力の結果によると仮定した。

これと関連して、乱流の積分長さスケールは、乱流の重要な特性値であるように思われる。すなわち、ひとつの塊として動く気流の大きさの広がり物差しである。これらの渦が、乱流エネルギーの主要な部分を輸送し、それが風速変動の主な要因となる。今回の実測では、図4. 10 a、bに示すように、平均風速が増加すると積分長さスケールが増加することが分かった。しかし、相関係数は0.72~0.73とあまり大きくなかった（表4. 3）。図4. 10に、Olesen[12]による3カ所の実測による積分長さスケールを示す。これらのデータは、今回の実測データの範囲内にあった。また、最大渦の特性周波数は、以下の式により計算できる。

$$n_c = V / 2 \pi L \quad (4-1)$$

しかし、 $L = V \cdot \tau$ ($n_c = 1 / 2 \pi \tau$) の関係は、均一な平均風速場において $V \gg V'$ 成立する (Hinze[4])。 τ は積分時間スケールで、自己相関によって定義される (Hinze[4])。 今回の実測では、特性周波数は0.04~0.15Hzであった。 Olesen[12]により示された値も、これらの範囲内にある。しかしこれらの値は、FangerとPedersen[1]による被験者実験結果に基づく不快さの原因となる周波数域0.3~0.5Hzとは異なっている。0.3~0.5Hzの周波数域に乱流エネルギーがどれだけ集中しているかについて分析すると全乱流エネルギーの3.5%以下であった。

実測結果からの乱流エネルギーの分布は、十分に発達した乱流における場合と良く一致している（図4. 7 (a, b)）。図4. 8 (a, b)におけるエネルギースペクトルについては、種々の換気空間における同一高さで測定された実測

結果が、よく一致していることを示している。これらの図におけるエネルギースペクトルについてもまた、全乱流エネルギーのうち低い波数領域における、より大きな渦によって形成された主要な部分への寄与を示している。スペクトルカーブについては、床上1.1mにおいては波数 k が $5.0 \sim 100 \text{m}^{-1}$ の範囲では、 $-5/3$ 乗則に合致する。また床上0.1においては、乱流エネルギー $E(k)$ は k^{-1} に比例する。すなわち平均風速と風速変動との強い相互作用を示している。これらの結果は、Hinze [4] による種々の境界層内における実験結果と良い一致を示している 4)。

実測による乱流運動エネルギー q ならびにマイクロスケール長さ λ と、平均風速との関係について、図4. 11、図4. 12に示す。図4. 12では室内に接線方向に給気流入する空間からの実測データからの結果である。 q ならびに λ と平均風速との相関係数は、大きくない。同一の高さで、同一の平均風速において q や λ は広い範囲に分布している。これらの特性値は、乱流エネルギーの逸散 ε とともに、換気空間における乱流の数値解析予測モデルの中でしばしば用いられる。これらの予測に関する実験、実測データが平均風速や乱流強度から等風速線、等マイクロスケール長さ線、等乱流エネルギー線そして等逸散線として示されている。しかし、今回の実測ならびにその他の研究（例えば、Moog [10] や Rolloos [13] による）では、流れの複雑さ故に今回の実験や気流の数値解析結果から、実換気空間においてそうなるであろうと思われる、これら特性値の大凡の範囲が示されたにすぎない。

表4. 4は居住域における今回の実測結果と気流の数値解析結果が、これらの特性値のおよその範囲を示している。

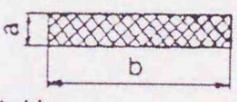
換気空間での、実測結果は大略、居住域に対する接線方向流の気流の数値解析結果とほぼ同等である。

Gosman [3] らによる乱流運動エネルギー q の予測値は、実験結果と同じ範囲にあるが、マイクロスケールについては、大きな差がある。海野ら [16] の気流の数値解析結果では、そのようになっていない。

実測データにおけるマイクロスケール長さやエネルギーの逸散については、これらの予測結果とよく一致しているが、乱流運動エネルギーについては差がある。しかしながら、気流数値解析結果の精度向上のためと通常の換気空間での気流特性を理解するためには、更なる詳細な実測と実験室での実験が不可欠である。

表4.4 乱流特性値(L, λ, q)に関する実験値と数値解析による比較

Results	$\lambda/H = \lambda^{**}$	$\lambda/L_0 = \lambda^*$	$q/\bar{v}_0^2 = q^*$	$\xi^* = \frac{q^{*3/2}}{\lambda^*}$
実験結果	$(7-17) 10^{-3}$	$(7-18) 10^{-2}$	$(4.38-97) 10^{-5}$	$(1.04-374) 10^{-6}$
数値解析 (6)	0.1-0.3	1-3	$(5-10) 10^{-5}$	
数値解析 (7)	$(7.5-14) 10^{-3}$	$(7.5-14) 10^{-2}$	$(5.9-13) 10^{-4}$	$(9.5-46) 10^{-6}$

H - 室高さ
 L_0 - 吹出し口の相当直径
 $L_0 = \sqrt{a \cdot b}$ 
 \bar{v}_0 - 吹出し風速平均値

4. 5 まとめ

既存の空調換気空間を実測することによって、以下の項目について把握することができた。

- ・RMSと平均風速の関係が得られた。
- ・FangerとChristensen[2]によって提案されたドラフトチャートにおけるよりも、やや広い乱流強度であった。すなわち平均風速は0.05m/s~0.4m/s、乱流強度は床上0.1mで10%~70%、床上1.1mで10%~60%であり、これらの組合せによる居住者のドラフトに関するインパクトの解明と、影響度評価の確立が更に必要である。
- ・乱流エネルギーの主な部分は、低い波数域 ($k < 5\text{m}^{-1}$)、渦サイズが0.1~0.5mに相当する。
- ・スペクトルから推察すると、床面近傍で乱流エネルギーが主に生成されていると思われる。
- ・乱流の積分長さスケール、マイクロスケール長さ、乱流運動エネルギーは、平均風速との相関性を基に最小二乗法により回帰式で表すことを試みた。
- ・室内気流数値解析結果との比較により、更なる実大実験、実測が必要であり、また数値解析モデルもさらに改良の余地がある。

第4章の文献・引用文献

- [1] Fanger, P.O. and Pedersen, C.J.K., Discomfort due to air velocities in spaces, Proceedings of the Meeting of Commission B1, B2, E1 of the International Institute of Refrigeration, Beograd, (1977), 4
- [2] Fanger, P.O. and Christensen, N.K., Perception of draught in ventilated spaces, Ergonomics, Vol. 29, No. 2, (1986), 215-235
- [3] Gosman, A.D., Nielsen, P.V., Restivo, A. and Whitelaw, J.H., The flow properties of rooms with small ventilation openings, Trans. of ASME, Vol. 102, (1980), 316-323,
- [4] Hinze, J.O., Turbulence, New York, McGraw Hill, (1975)
- [5] Houghten, F.C., Draft temperatures and velocities in relation to skin temperature and feeling of warmth, ASHRAE Trans. Vol. 44, (1938), 289
- [6] ISO 7726. Thermal Environments. Specifications relating to appliance and methods for measuring physical characteristics of the environment, Geneva.
- [7] Launder, B.E. and Spalding, D.B., Mathematical models of turbulence, London and New York, Academic Press., (1972)
- [8] Madsen, T.L., Why air velocities may cause thermal discomfort, Proceedings of Indoor Air '1984, Stockholm, Sweden, (1984)
- [9] McIntyre, D.A., The effect of air movement on thermal discomfort and sensation, Indoor Climate (edited by P.O. Fanger and O. Valbjorn), Copenhagen, Danish Building Research Institute, (1979), 541-560
- [10] Moog, W., Room flow tests in a reduced scale, ASHRAE Trans., Vol. 87, pt. 1, (1981)
- [11] Nielsen, P.V., Flow in air conditioned rooms, Ph.D thesis. Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark, (1974)
- [12] Olesen, B.W., Draught and air velocity measurements, DISA Information, No. 27, May, (1979), 30-35
- [13] Rolloos, M., On the possibilities and limitations of modeling room air flow conditions, Report nr. K69, Laboratory for Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Dept. of Mech. Engineering, Delft University of Technology, Netherlands, (1977)
- [14] Sakamoto, Y. and Matsuo, Y., Numerical predictions of three-dimensional flow in a ventilated room using turbulence models, App. Math. Modelling, Vol. 4, (1980), 67-72

第5章 気流による人体局所の不快感に関する評価モデルの構築

5.1 はじめに

ドラフトは、気流に起因する人体局所の不快な冷却作用と定義されている。これは、空調換気されている室内での最も多い不満要因である。ドラフトがあると、居住者はしばしば空調を止めたり、吹出し口を塞いだりする。特に暖房期においては、居住者は室温設定値を上昇させようとするが、これはエネルギー消費量を増大させることになる。平均風速を測定すると、既往の基準類に照らして低風速域であるにも関わらず、重大なドラフトのクレームがしばしば発生する。この原因を解明するには、人の感覚と気流の関係を解明することと、室内気流分布の設計技術を向上させることが必要である。本章では、被験者実験によって、室内気流特性とドラフトの関係を明らかにし、その評価モデルを構築する。

5.2 既往研究

第3章のまとめで述べたように、これまでにドラフトに関して行なわれた研究は少ない。Houghten[1]は、10人の男性被験者を用いて、首筋とくるぶしに風速変動の非常に少ない気流をあてた実験を行った。McIntyre[2]はHoughten[1]と同様の方法で、被験者の頭部に非常に変動の少ない気流をあてる実験を行った。BerglundとFobelets[3]は50人の被験者を用いて、乱流強度が小さい気流に暴露する実験を行なった。これらはいずれも風速変動の非常に少ない気流を用いた実験である。しかしながら、換気されている室内の気流は、通常は風速が時間とともに変動する乱流である。FangerとPedersen[4]は、周期的に変動する気流が、変動の非常に少ない気流よりも不快であることを示した。人工気候室内にて、精度が良く一定の変動周期を持った気流に被験者を曝露した場合、不快さが最大値を示すのは、気流の変動周波数が0.3~0.5Hzの範囲であることを見いだした。実際の室内では、居住者は決して一定の変動周期のみの気流に曝露されるわけではない。風速は、室内では乱流の特徴としてランダムに変動しており、通常は平均風速によりその大小を表わす。しかしながら風速の瞬時値の変動そのものもまた気流の特性を表わしている。ここで瞬時値の平均風速からの変動分の標準偏差と平均風速との比によりその特性を表わし、それを乱流強度と呼ぶ。従って乱流の特性値は、平均風速、乱流強度さらに変動周期等により定義される。

FangerとChristensen[5]は、100人の被験者を、実際の室内気流の特徴を持つ変

動気流に曝露する実験を行った。彼らが実験に用いた気流の平均風速は、0.05～0.4m/sで、温度は20℃、23℃、26℃であった。その実験結果は、平均風速と温度との関数で人のドラフトによる不快者率を予測するドラフトチャートとして表わされた。この場合乱流強度についてはある一定の範囲にあるとした。Thorshauge [6]とHanzawaら[7]は、種々の方法で換気されている多くの室内における気流の変動について実測をもとにその特性を分析し定義した。その後、換気のない種々の方式により暖房された室内においても、Melikovら[8]により同様の実測がおこなわれた。彼らは、実際に暖房換気されている室内では、乱流強度は10%～70%と広範囲に亘っていることを見いだした。これらの結果より、室内におけるドラフトには、平均風速と同様に乱流強度が影響を与えていると推定できる。しかしその関係を定量化し実用に耐える評価法として確立されたものはない。

本研究の目的は、ドラフトにおよぼす室内気流の特性値のひとつである乱流強度の影響を定量化し、実用に供することである。これは、FangerとChristensen[5]が一定の範囲の乱流強度において検討した研究を拡張するものであり、室内気流によるドラフトの弊害を評価するとき、平均風速ならびに室温と共に乱流強度をどのように組入れるのかを検討するものである。

5. 3 実験計画

実験は、Fanger と Christensen[5]と同様の方法により、被験者を用いて、室温を一定に維持し、乱流強度を変化させた場合の気流に対する感覚のアンケート調査をもとに、その時の気流に関する物理量ならびに室温の計測により行なった。実験では50人の被験者を用いた。室温は、23℃の一定とした。被験者を、最大0.4 m/sまでの平均風速に曝露した。各被験者に対して、低乱流強度 ($Tu < 12\%$)、中間乱流強度 ($20\% < Tu < 35\%$)、高乱流強度 ($Tu > 55\%$) の3レベルの乱流強度において各々1回、計3回の実験をおこなった。各実験において、被験者に全身的には中立の温冷感になるように、着衣量を調節させた。これは被験者間の温冷感に対する個人差を取り除くためである。各実験において最初の1時間で、中立の温冷感を得られるように着衣量の調節をさせた。そしてその後の1時間30分間は、着衣量を変えずに被験者を、図5. 1に示す6レベルの平均風速に曝露した。被験者が、最初に高風速に曝露されて、低風速における実験結果に影響を与えることをさけるため、図5. 1のように順次風速を上昇させる方法をとった。これによって、不快さを最初に感知する風速レベルを確定することが可能になると思われる。

図5.1 実験時の風速設定

5.4.1.1 実験装置

本研究では、実験室において、風速を設定可能な実験装置を用いた。この装置は、風速を0.1m/sから0.5m/sまで設定可能であり、風速の測定精度は±0.01m/sである。また、風速の測定には、風速計を用いている。この風速計は、風速を測定するためのセンサーを有しており、風速の測定値をデジタル表示している。また、風速の測定値をコンピュータに接続し、データレコーダに記録している。

この装置を用いた実験の風速設定を、実験装置の操作マニュアルに記載している。その設定方法は、以下の通りである。

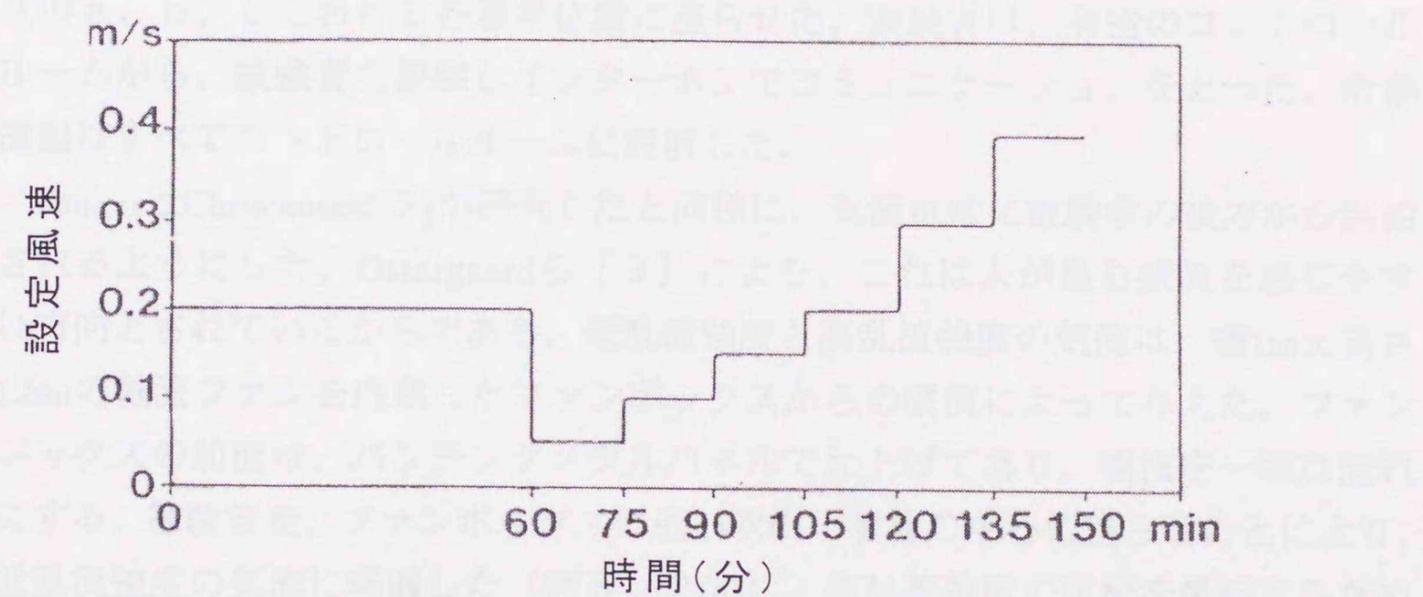


図5.1 実験時の風速設定

5. 4 実験概要

5. 4. 1 実験装置

FangerとChristensen[5]が使用したのと同じ実験室を今回の実験でドラフトチャンバーとして使えるように機能を改造した。図5. 2は、一面が外壁で窓がない6m x 6m x 3mの実験室である。他の3面は、軽量間仕切り壁である。天井はボード貼りで、照明器具は天井面についている。床はコンクリートにリノリューム仕上げである。

3つの異なった範囲の乱流強度をもつ室内気流中に、それぞれ被験者を図5. 2のa、b、cにおける各着席位置に座らせた。実験者は、隣室のコントロールルームから、被験者を観察しインターホンでコミュニケーションをとった。計測機器はすべてコントロールルームに設置した。

FangerとChristensen[5]が研究したと同様に、気流は常に被験者の後方から供給されるようにした。Ostergaardら[9]により、これは人が最も気流を感じやすい方向とされているからである。低乱流強度と高乱流強度の気流は、横1m x 高さ1.8mの軸流ファンを内蔵したファンボックスからの噴流によって与えた。ファンボックスの前面は、パンチングメタルパネルで仕上げてあり、噴流を一様な流れにする。被験者を、ファンボックスに近い吹出し噴流の中心に座らせことにより、低乱流強度の気流に曝露した(図5. 2(a))。高乱流強度の気流を供給するためには、被験者をファンボックスから5mのところ座らせた(図5. 2(c))。そこは、ファンボックスからの気流の乱流強度が40~50%程度である。さらに、軸流ファンの回転数をスライダックにより供給電圧をランダムに変えることによって、55%以上の高乱流強度の気流を得た。中間の乱流強度の気流は、FangerとChristensen[5]によって記述されている空調換気システムと類似の換気システムによって供給した。この目的のために、4面吹出し開口を持つ薄型矩形吹出し口を天井に設置した。4面のうち3面を塞いで気流が実験室内で、循環流になるようにした(図5. 2(b))。この方法によって、被験者は主に後方からの水平気流に曝露される。気流の方向は、煙による可視化で確認した。

被験者の首筋の高さにおける平均風速を制御した。被験者周辺の室温が、23℃で一定になるように壁面近傍に置いた2台の小型電気ヒーターにより制御した。実験期間が春季においては空調システムによって、冷風を供給することもあった。

実験中に平均風速を変えるときには、ファンから発生する騒音を遮断するために、室内の4台のスピーカーから、ホワイトノイズを発生させた。したがって、被験者は、気流速と乱流強度に拘わらず、一定の騒音レベルに曝露されており、

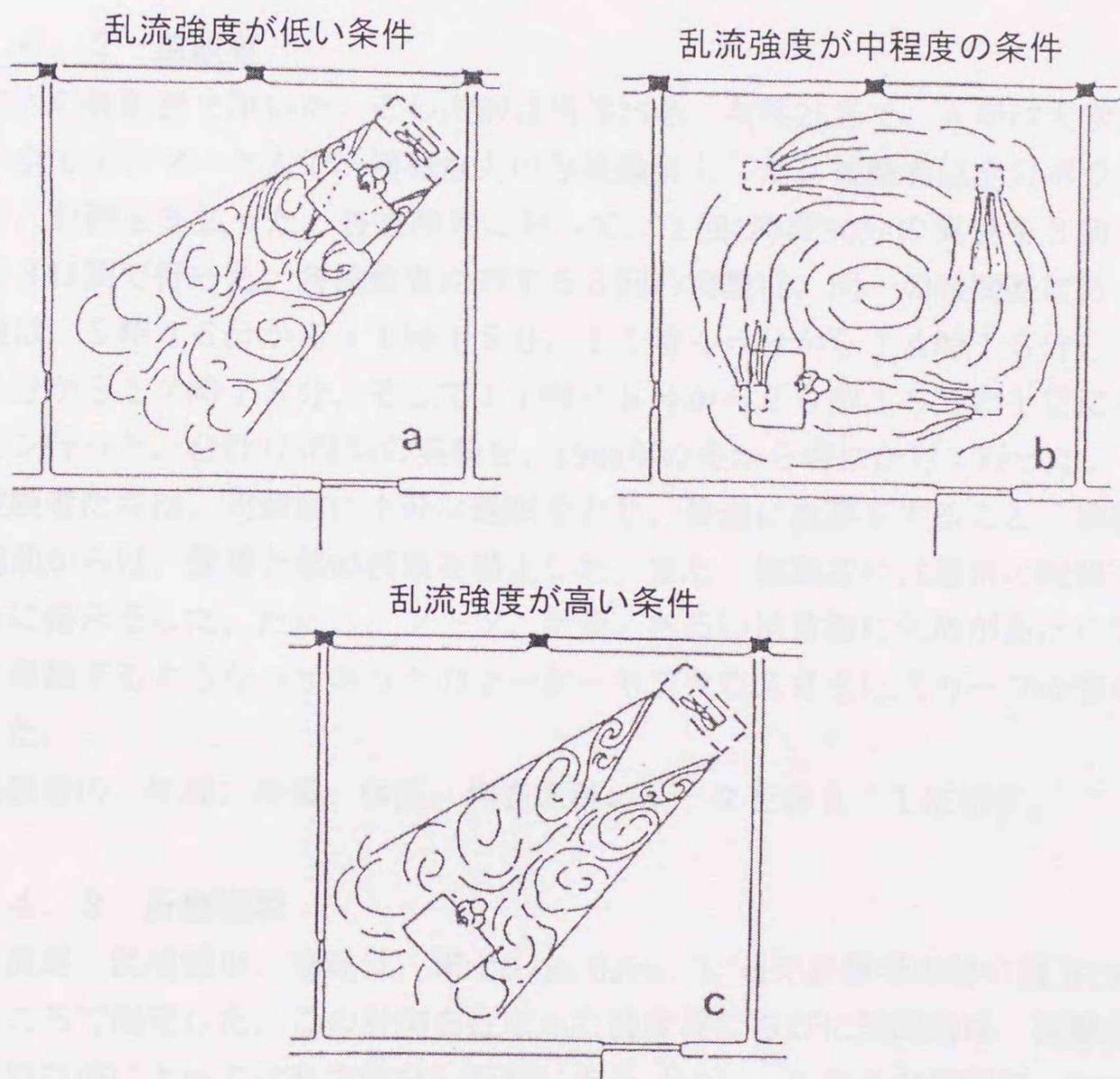


図5.2 被験者実験時の実験室内の状況

- (a) 乱流強度が低い条件
- (b) 乱流強度が中程度の条件
- (c) 乱流強度が高い条件

風速変動等による騒音の影響は排除されたことになる。

平均放射温度は、実験中は室温とほぼ等しかった。湿度は、実験期間により変化したが、その値は絶対湿度で7~9 g/kg'で、相対湿度にすると40~60%の範囲であった。

5. 4. 2 被験者

50人の被験者を用いた。その内訳は男性25名、女性25名で、大半は大学生である。全てデンマーク人で、健康な人のみ被験者とした。被験者は全員ボランティアで、報酬を支払った。各被験者に対して、1回2時間30分の実験を3回、連続した3日間で行った。各被験者に対する3回の実験は、同一の時間帯に行った。実験は、8時45分から11時15分、11時45分から14時15分、14時45分から17時15分、そして17時45分から20時15分と1日に4セッション行った。合計375時間の実験を、1986年の冬から春にかけて行った。

被験者たちは、実験前に十分な睡眠をとり、普通に食事をする事、実験24時間前からは、飲酒と薬の摂取を禁止した。また、被験者には通常の服装でくるように指示をした。ただし、ブーツ、手袋、あるいは首筋に気流があたらないように保護するようなハイネックのセーターやブラウスさらにスカーフの着用は禁止した。

被験者の、年齢、身長、体重、体表面積のデータを表5. 1に示す。

5. 4. 3 計測機器

気流速、乱流強度、室温は、床上0.1m、0.6m、1.1mで被験者の首の後方150mmのところ測定した。この計測を行なった温度場ならびに気流場は、被験者近傍の自然対流によっては乱されない距離にある[10]。これらの位置で、B&K社製の室内気候分析計(Type1213)の風速計と、DANTEC社製多点風速計(Type54N10)によって測定した。これらの測定器は、いずれも無指向性の温度補償型プローブを用い、その時定数は0.1sである。床上1.1mに設置したB&K製風速測定プローブからのアナログ信号は、磁気テープに記録し、その後信号分析計で乱流特性を解析した。床上の3レベルの温度は、DANTEC製風速プローブで風速と同時に測定した。また、全ての実験中に、2台の測定器からの信号を、ペンレコーダーでモニター記録した。このペンレコーダーにより風速変動の状況を観察しながら、平均風速が図5. 1に示すとおり設定値になるように、手動制御した。2台の測定器は、パーソナルコンピュータに接続しデータ収集をおこなった。図5. 3に計測機器システムならびにデータ解析システムのブロックダイアグラムを示す。

表5. 1 被験者の体格データ

Sex	No. of subjects	Age (years)	Height (m)	Weight (kg)	Skin area (m ²)
Females	25	21 ± 3	1.69 ± 0.07	60.4 ± 7.8	1.69 ± 0.13
Males	25	22 ± 2	1.81 ± 0.06	71.4 ± 8.4	1.90 ± 0.12
Females and males	50	22 ± 2	1.75 ± 0.09	65.9 ± 9.8	1.79 ± 0.17

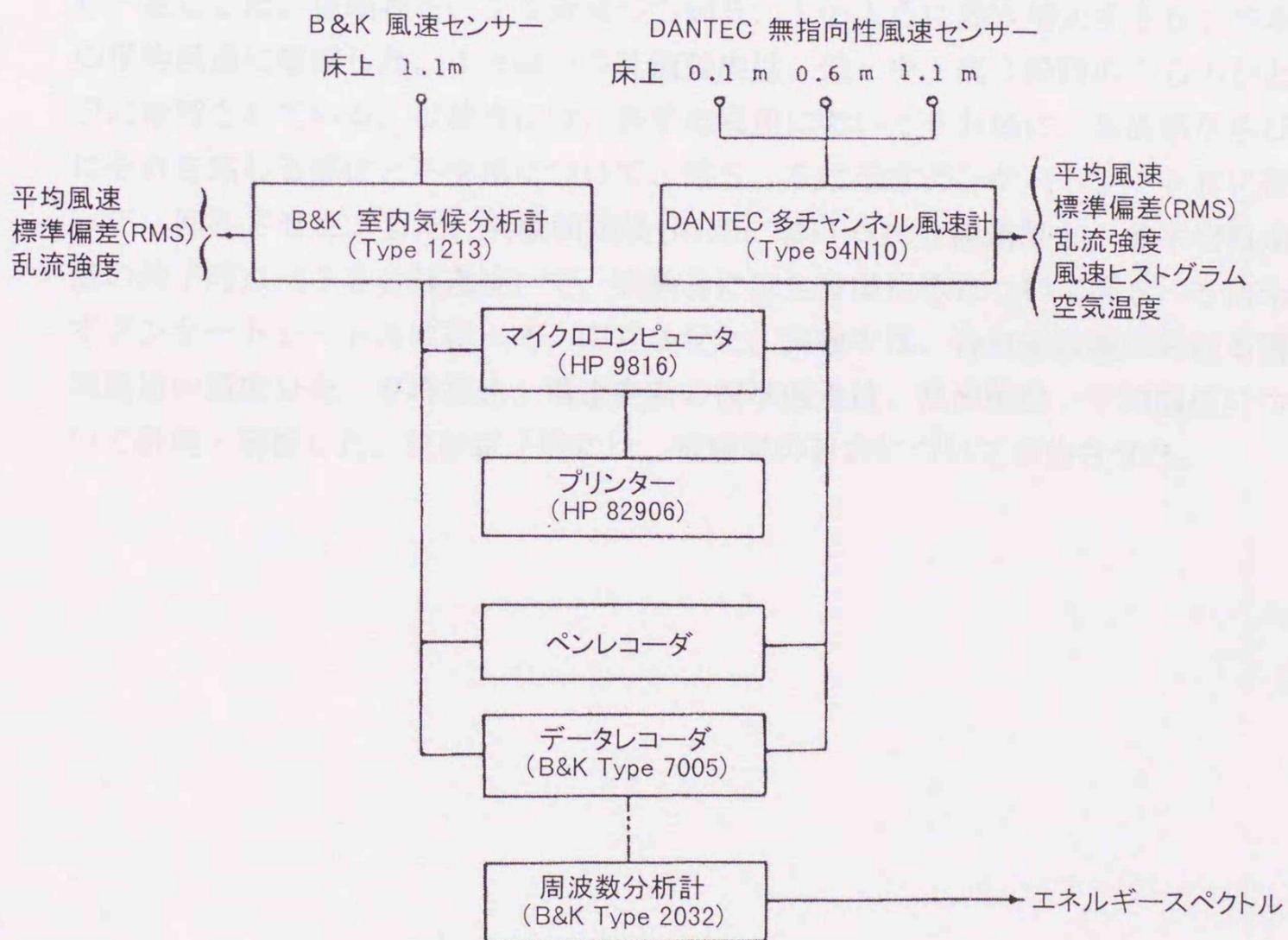


図5. 3 室内気流特性データ実測・解析システム

5. 4. 4 実験手順

被験者実験は、図5. 4に示すスケジュールに従って行なった。それらの手順を以下に述べる。

まず、実験開始15分前に、被験者を迎え入れ、その時の健康状態の確認を行なった。その後、実験開始後の手順ならびに、実験中に記入するアンケートシートについて説明を行なった。実験中、被験者には読書やレポート書き等の軽作業を許可した。ただし、実験中の食事は禁止した。

実験中の平均風速は、図5. 1に示すスケジュールにもとづいて各風速域に設定した。すなわち、最初の1時間は、平均風速をその後1時間30分間の実験中における各平均風速の平均値である0.2m/sに維持した。そしてこの最初の1時間内に被験者には、10分毎に全身温冷感が中立(Neutral)になるよう着衣量の調節を指示した。調節に用いた追加の着衣は、実験室内に用意したクロ値が既知の標準衣類から選択させた。実験手順後半の1時間30分間は、着衣の調節は禁止し一定とした。被験者を、15分間づつ図5. 1のように順次増大する6レベルの平均風速に曝露した。1実験中の乱流強度は、低・中・高3段階のうちのひとつに維持されている。被験者には、各平均風速において5分毎に、気流感ならびにそれを感じる部位と不快感について、図5. 5に示すアンケートシートBに従って、回答させた。また、実験開始後1時間における10分経過毎と、各平均風速値の終了時点(15分経過後)で、被験者には全身温冷感について図5. 5に示すアンケートシートAに従って、回答させた。実験中は、各風速段階における瞬間風速の頻度分布、平均風速、風速変動の標準偏差値、乱流強度、平均温度について計測・解析した。実験終了時には、被験者の着衣について申告させた。

経過時間 (分)	平均風速 (m/s)	質問実施		着衣の調整
		A	B	
10		x		x
20		x		x
30	0.20	x		x
40		x		x
50		x		x
60	-----			
	<0.05		x	
			x	
75	-----	x		x
	0.10			x
				x
90	-----	x		x
	0.15			x
				x
105	-----	x		x
	0.20			x
				x
120	-----	x		x
	0.30			x
				x
135	-----	x		x
	0.40			x
				x
150	-----	x		x

図5.4 実験時のタイムスケジュール

5. 5 実験結果

6段階の平均風速レベルにおける、各15分間の平均風速と乱流強度を、全150実験について測定・解析した。頭部の高さにおける平均風速を、表5. 2に示すような範囲に区分した。3段階の各乱流強度において、各平均風速は、図5. 1ならびに図5. 5に示した設定値とほぼ一致した。表5. 2には、50人の全被験者に対する実験中の平均風速の平均値とその標準偏差を示す。被験者を、各乱流強度のもとで、同じ6レベルの平均風速に曝露した。図5. 6に、実験中の各乱流強度毎に、平均風速とその時の乱流強度との関数としてプロットした。また、FangerとChristensen[5]のドラフトの研究に用いた気流、Hanzawaら[7]の現場実測結果などを同じく図5. 6に示す。乱流強度は、平均風速に対して独立ではない。低乱流強度と高乱流強度については、平均風速の増加に伴って乱流強度は増加し、中程度の乱流強度においては、平均風速の増加に伴って乱流強度は減少する。図5. 7は、実験時の風速瞬時値記録の典型的な例である。3レベルの乱流強度における、風速変動のエネルギースペクトルは図5. 8のとおりである。低乱流強度の場合は、乱流エネルギーの分布は、低い値にとどまっており広い周波数域において概ね一定の値に分布している。高乱流強度についてのエネルギースペクトルの分布状態は、周波数に関して $-5/3$ 乗則に従うよく発達した乱流に類似している。大半の乱流エネルギーは、低い周波数域に集中している。

本実験においては、被験者を3レベルの乱流強度の気流に曝露した。曝露した気流の設定条件は、すべての被験者に対して同一である。

被験者への主要な質問は、気流を感じるか否か、感じるならそれはどこか、またそれを不快と感じるか否かである。質問は、各風速レベルに暴露されている15分間に5分間隔で各3回行なった。各3回の回答のうち2回以上「不快 (un-comrfortable)」と答えた場合に、その気流はドラフトを生じさせたと分類した。すなわち被験者がその条件(平均風速、乱流強度、室温)で「不快」と分類した。

図5. 9は、首筋の高さの平均風速を横軸にして、頭部の高さにおいてドラフトを感じる被験者の割合を示している。頭部の領域は、頭、首、両肩を含む。図5. 9には、比較のためにFangerとChristensen[5]のドラフトに関する研究結果もプロットした。図5. 9は、平均風速の $1/2$ 乗を横軸にとりドラフトを感じる人の割合縦軸にとって実験結果をプロットしたものである。平均風速の $1/2$ 乗を横軸に採用したのは、強制対流の場合の熱伝達量は平均風速の概ね $1/2$ 乗に比例することに基づいている。なお、実験結果の直線近似はプロビット解析によりおこなった。

質問A
時刻:
名前:

質問B
時刻:
名前:

温冷感について:

- 寒い
- 涼しい
- やや涼しい
- 何とも感じない
- やや暖かい
- 暖かい
- 暑い

過去5分間に気流を感じましたか?

- いいえ
- はい

もし感じた時は、それは不快でしたか?

- いいえ
- はい

体の部位のどこで気流を感じましたか?

- 顔
- 首
- 腕
- 足

上記左端の横線上に×印でマークして下さい。

その他.....

図5.5 温冷感と気流感に関するアンケートシート

表5.2 実験時の3つの乱流レベルにおける6段階の平均風速とその変動幅

Velocity class (m/s)	Measured mean velocity (m/s)		
	Low turbulence	Medium turbulence	High turbulence
$\bar{v} < 0.075$			
$0.075 < \bar{v} < 0.125$	0.100 ± 0.004	0.103 ± 0.004	0.104 ± 0.010
$0.125 < \bar{v} < 0.175$	0.150 ± 0.003	0.147 ± 0.004	0.154 ± 0.011
$0.175 < \bar{v} < 0.25$	0.200 ± 0.003	0.203 ± 0.007	0.208 ± 0.013
$0.25 < \bar{v} < 0.35$	0.302 ± 0.002	0.304 ± 0.005	0.298 ± 0.020
$0.35 < \bar{v}$	0.404 ± 0.004	0.400 ± 0.009	0.396 ± 0.021

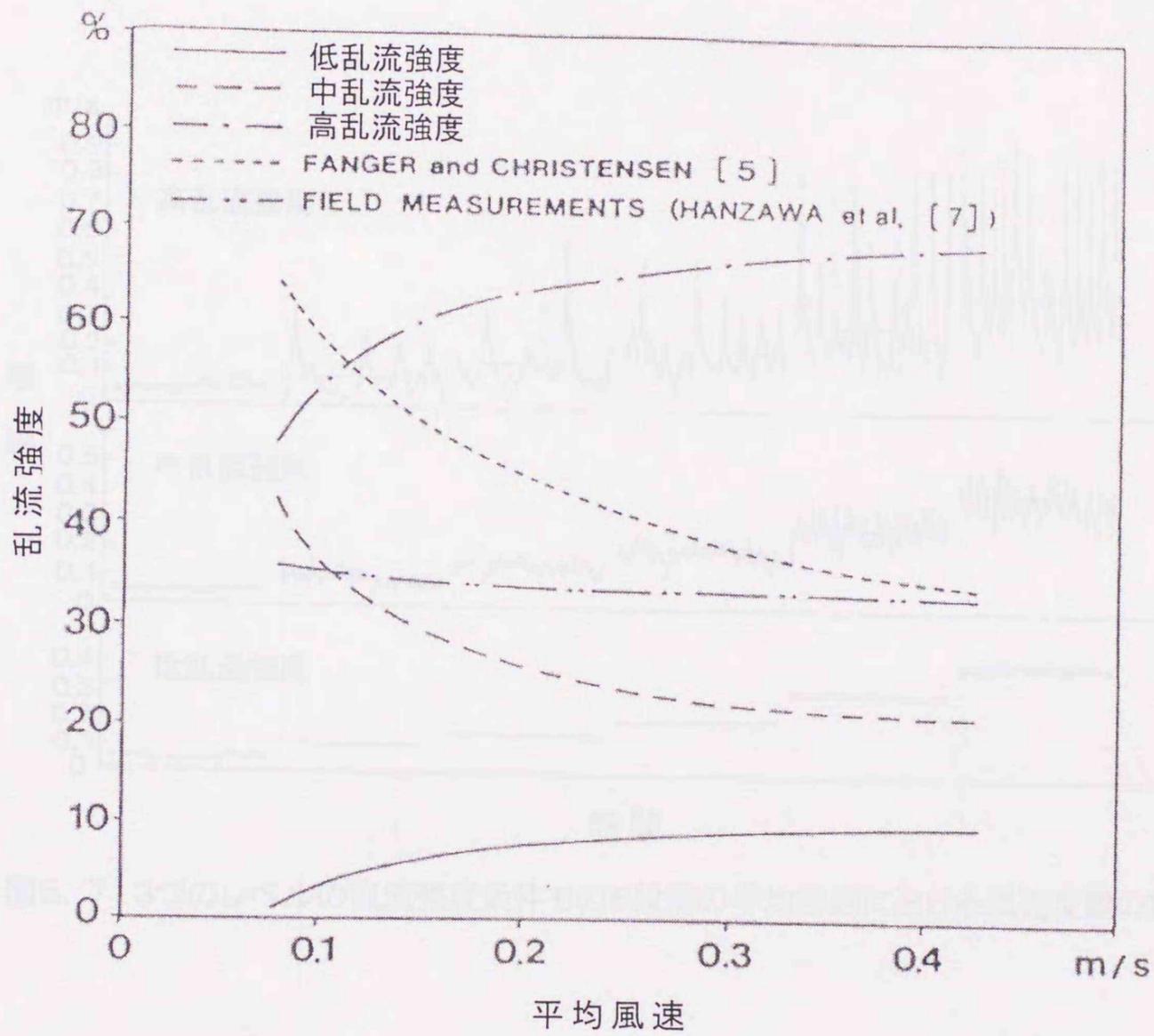


図5.6 実験時の頭の高さにおける平均風速と乱流強度の関係
 (既往のドラフトに関する実験時のデータならびに実建物における空調換気室内での実測データを比較データとして示す)

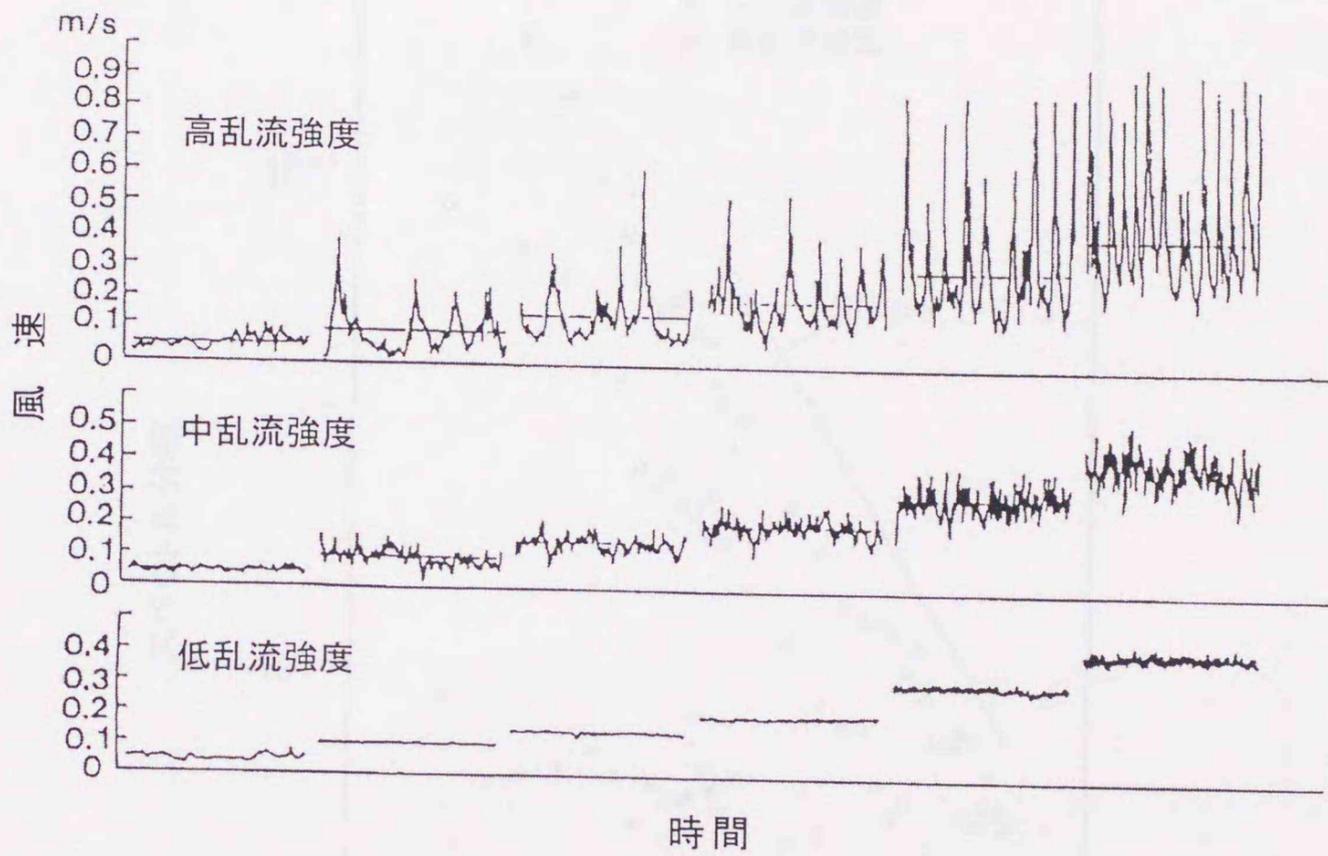


図5.7 3つのレベルの乱流強度条件での6段階の平均風速における風速変動の様子

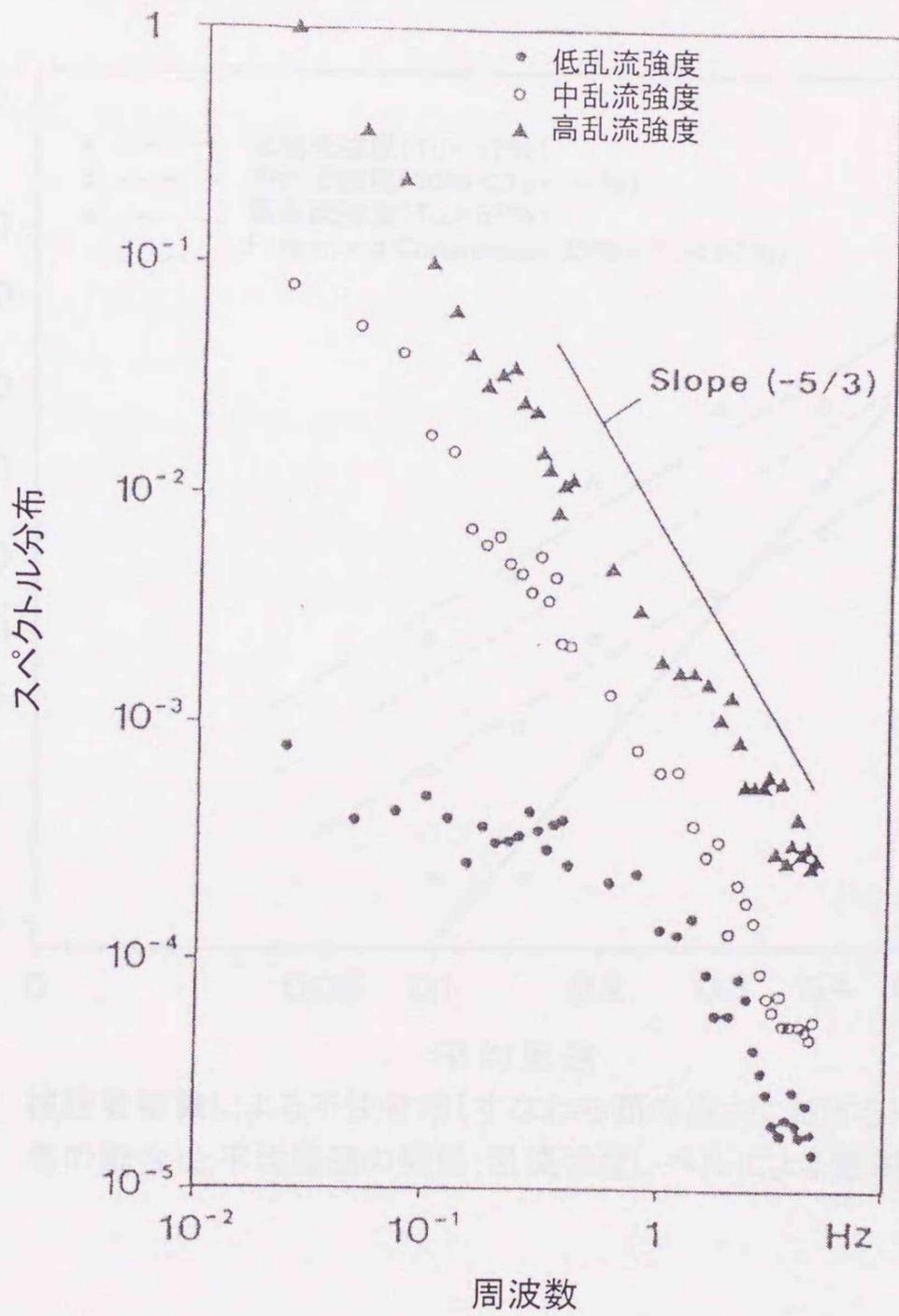


図5.8 3つのレベルの乱流強度条件における風速変動のエネルギースペクトル(縦軸は、乱流強度が高い条件の時の0.025Hzにおける乱流エネルギーの値で基準化した値を示す)

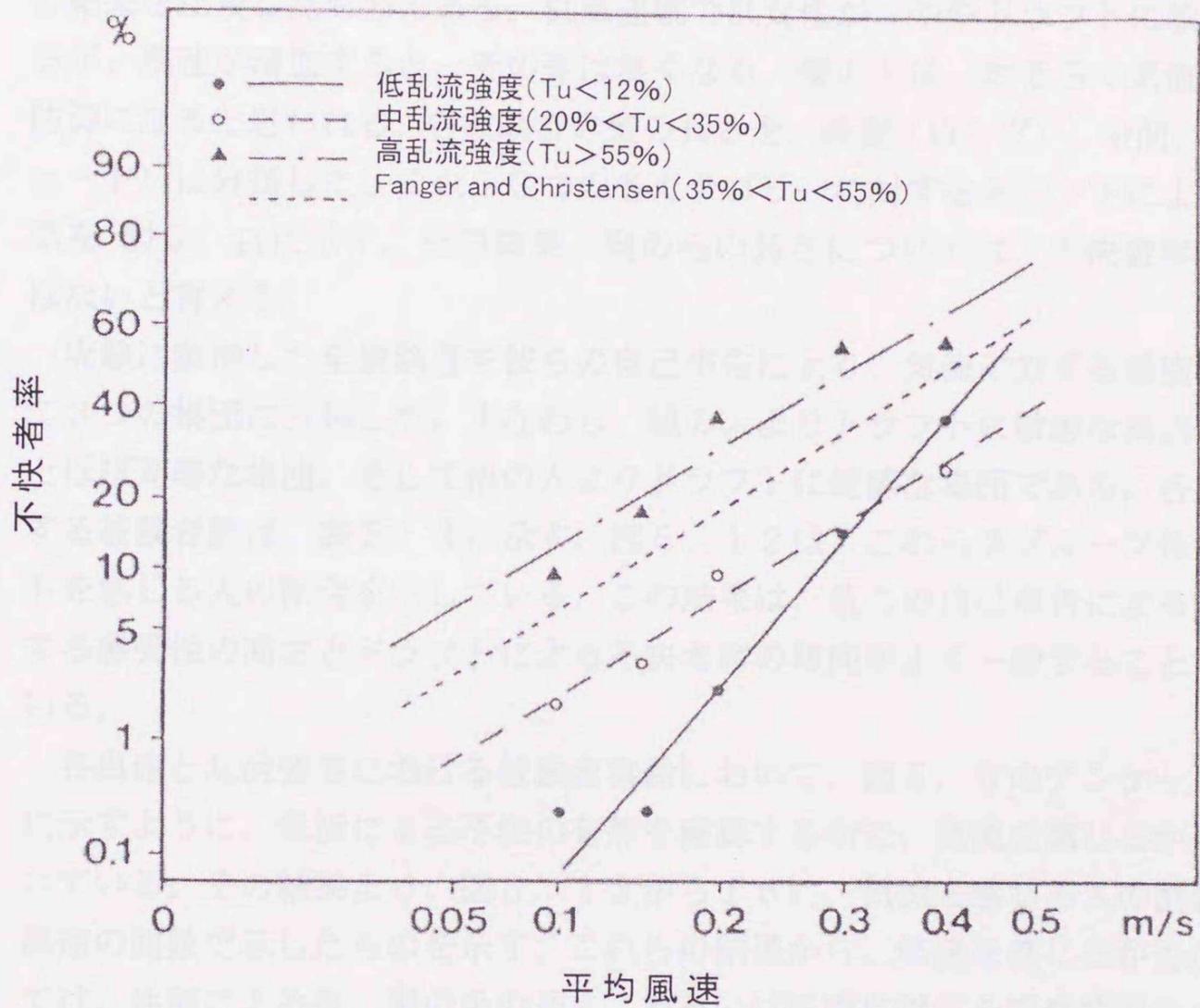


図5.9 被験者実験による不快者率(すなわち頭の高さにおけるドラフトによる不快者の割合)と平均風速の関係:乱流強度レベルによる整理

この結果より、各乱流強度域毎に気流に対する不快者率に明確な差違があることが確認できた。すなわちドラフトに対して、乱流強度が大きく影響していることがわかった。

なお、頭部の領域での反応に対して、性別や髪の毛の長さによる気流に対する感度の違いが結果に影響しているか否かを検討した。図5. 10は、男性と女性の結果を比較したものである。低風速域では女性が、ややドラフトに敏感に見えるが、風速が増加すると、その差は無くなる。髪の毛は、おそらく気流に対する防御になると思われる。各被験者の髪の毛の長さを、長髪（ロング）、中間、短髪（ショート）に分類した。これら3つの各カテゴリーに対するドラフトによる不快者率を図5. 11に示す。その結果、髪の毛の長さについては、不快者率への影響はないと言える。

実験に参加した全被験者を彼らの自己申告により、気流に対する感度に基づいて3つの集団に分類した。すなわち、他の人よりドラフトに敏感な集団、他の人とほぼ同等な集団、そして他の人よりドラフトに鈍感な集団である。各集団に属する被験者数は、表5. 3に示す。図5. 12は、これら3グループ毎のドラフトを感じる人の割合を示している。この結果は、彼らの自己申告による気流に対する感受性の高さとはドラフトによる不快者率の傾向がよく一致することを示している。

各風速と乱流強度における被験者実験において、図5. 5のアンケートシートに示すように、気流による不快の有無を確認する前に、気流を感じるか否かを聞いている。その結果より、図5. 13から16に、気流を感じる人の割合を平均風速の関数で示したものを示す。これらの結果から、気流を感じるか否かについては、性別による差、髪の毛の長さ、あるいは気流に対する感受性の大小などによって有意な差はなかった。なお実験中に気流を感じた部位については、頭部の領域以外の部位における申告についてもデータをとった。頭部の次には、両腕（両手を含む）と両足（くるぶしを含む）の領域で気流を感じるという申告が多かった。しかし、頭部の領域で気流を感じると申告された気流の条件に比べて、両腕や両足の場合は、その時の平均風速は低く、乱流強度も異なっている。

表5. 4に、50人の被験者による不快者率を、頭部の高さ（床上1.1m）の平均風速と乱流強度、室温とともに示す。また表5. 5に、同様の結果について両腕（床上0.6m）と両足（床上0.1m）の高さについて示す。

実験中の全身温冷感申告を図5. 17に示す。温冷感を中立に維持するために、実験の前半の1時間で着衣を調節させたが、これは、3レベルの乱流強度の実験中すべて確実に行われたことを図5. 17は示している。高風速の気流に曝露し

たとき、実験終了前の1時間間に温冷感申告が若干低下している。これは、先に行われたFangerとChristensen[5]の実験結果と一致している。

なお、実験中の被験者の着衣量は表5.6に示す。



図5-10 実験結果による平均体温(下位)の値の割合に於ける「2」の状態(静態)と平均体温の割合に於ける「2」の状態(動態)による変化(データは2つの系列の間の差を示している)

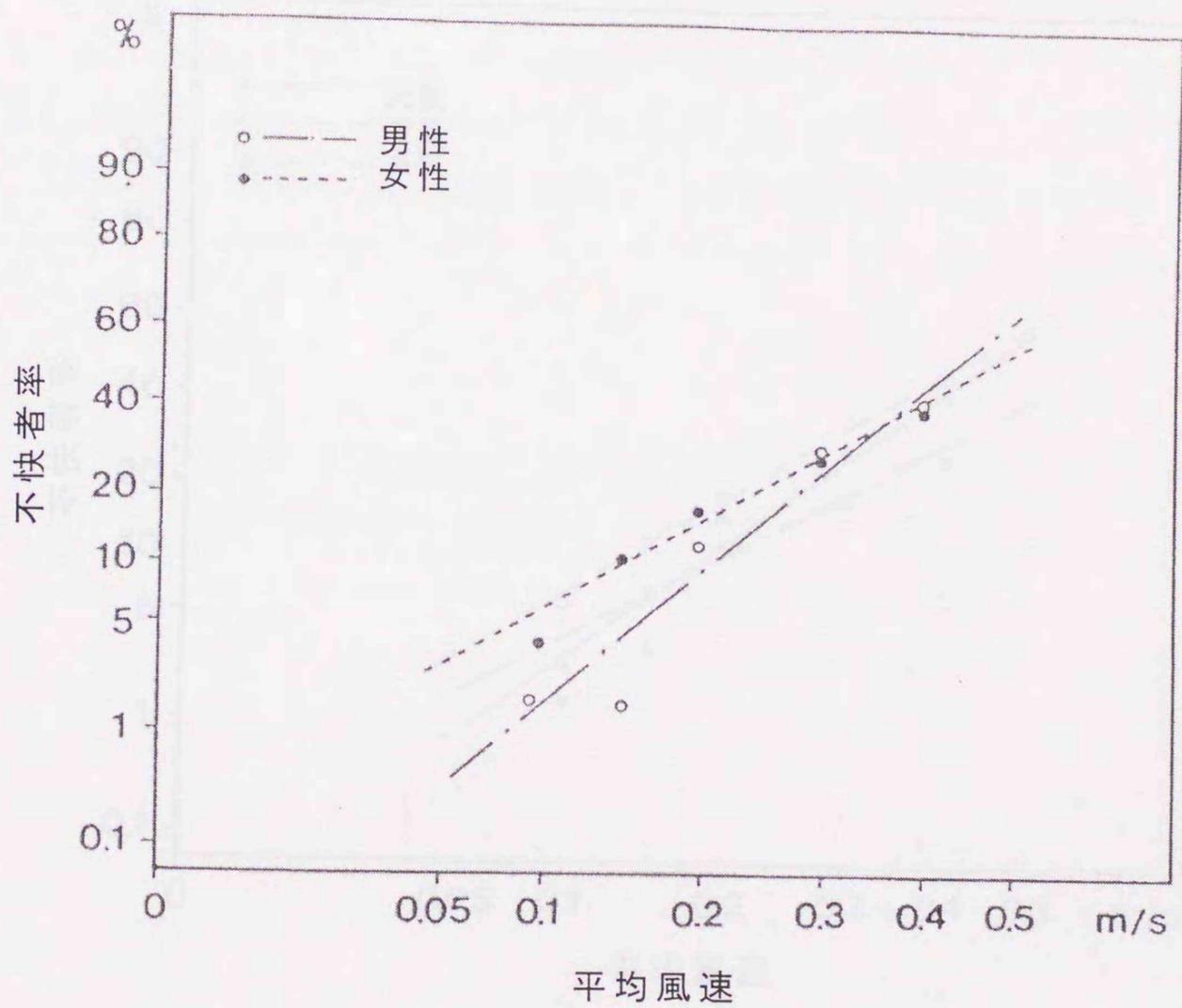


図5. 10 被験者実験による不快者率(すなわち頭の高さにおけるドラフトによる不快者の割合)と平均風速の関数:被験者の性別による整理
(データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

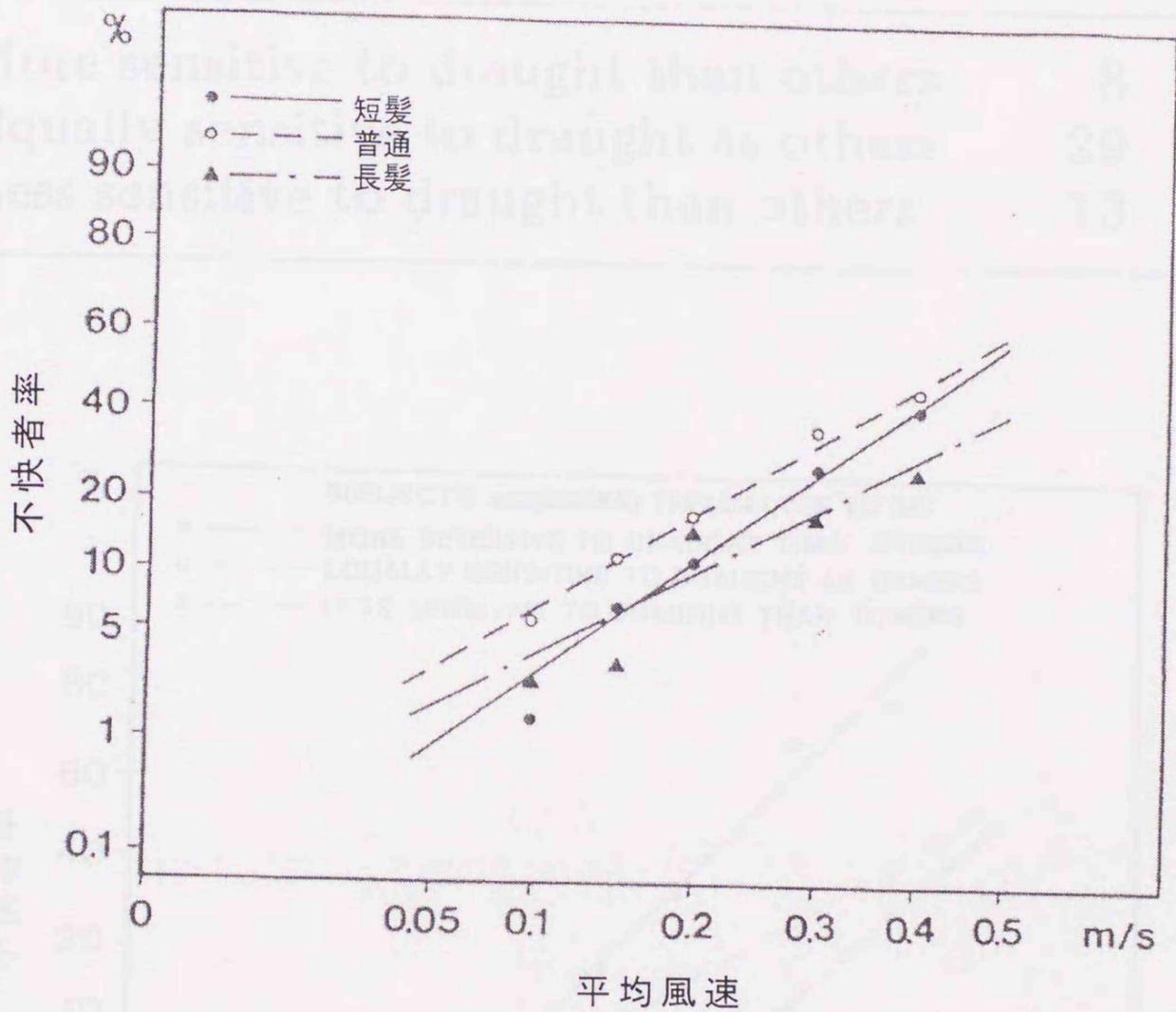


図5. 11 被験者実験による不快者率(すなわち頭の高さにおけるドラフトによる不快者の割合)と平均風速の関数: 頭髪の長さによるグループ別の整理 (データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

表5.3 被験者の自己申告による気流感度別人数

Subjects assessing themselves	Number of subjects
More sensitive to draught than others	8
Equally sensitive to draught as others	29
Less sensitive to draught than others	13

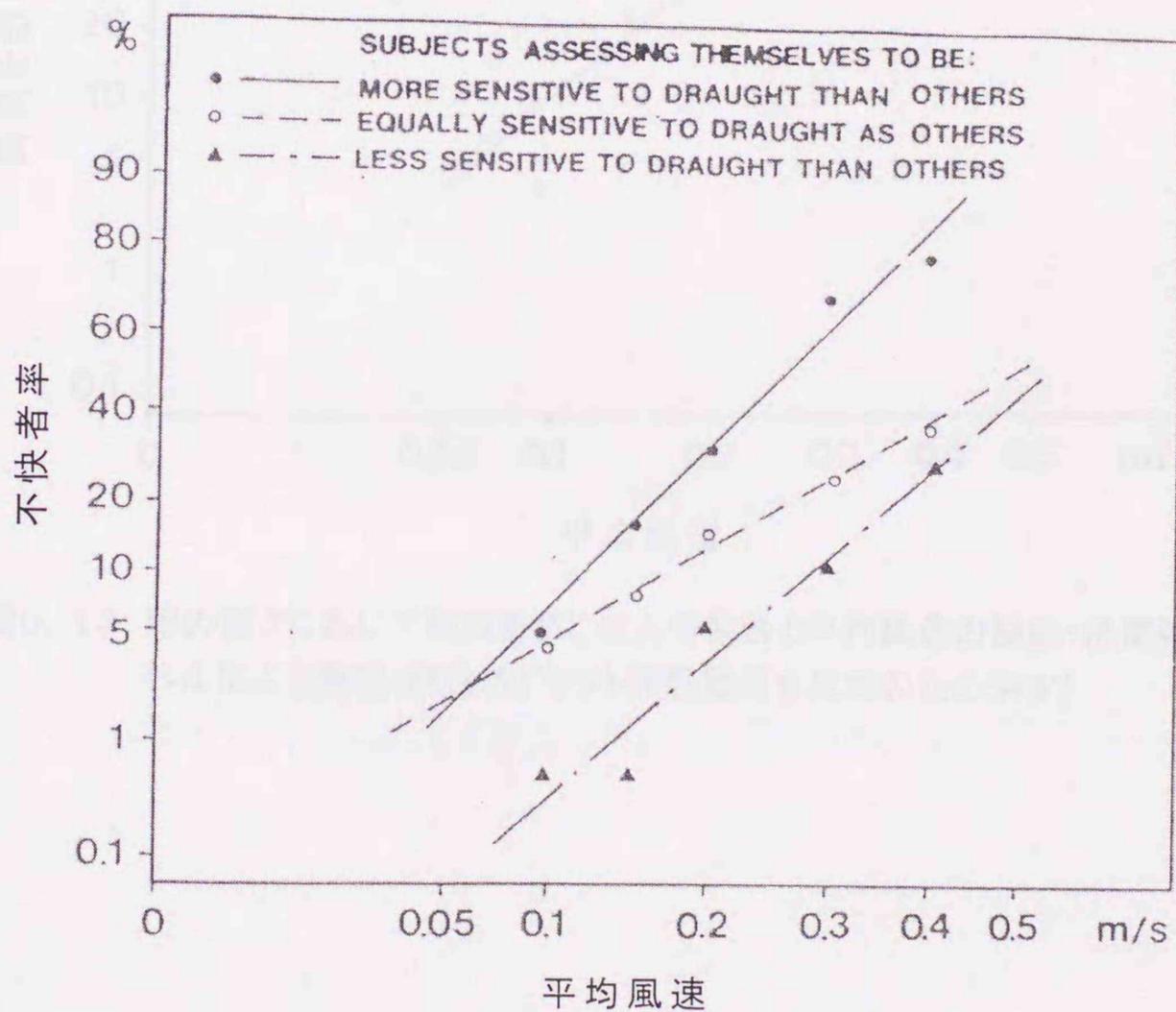


図5.12 被験者実験による不快者率(すなわち頭の高さにけるドラフトによる不快者の割合)と平均風速の関数: 気流に対する感度グループ別(自己申告による敏感、普通、鈍感)の整理
(データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

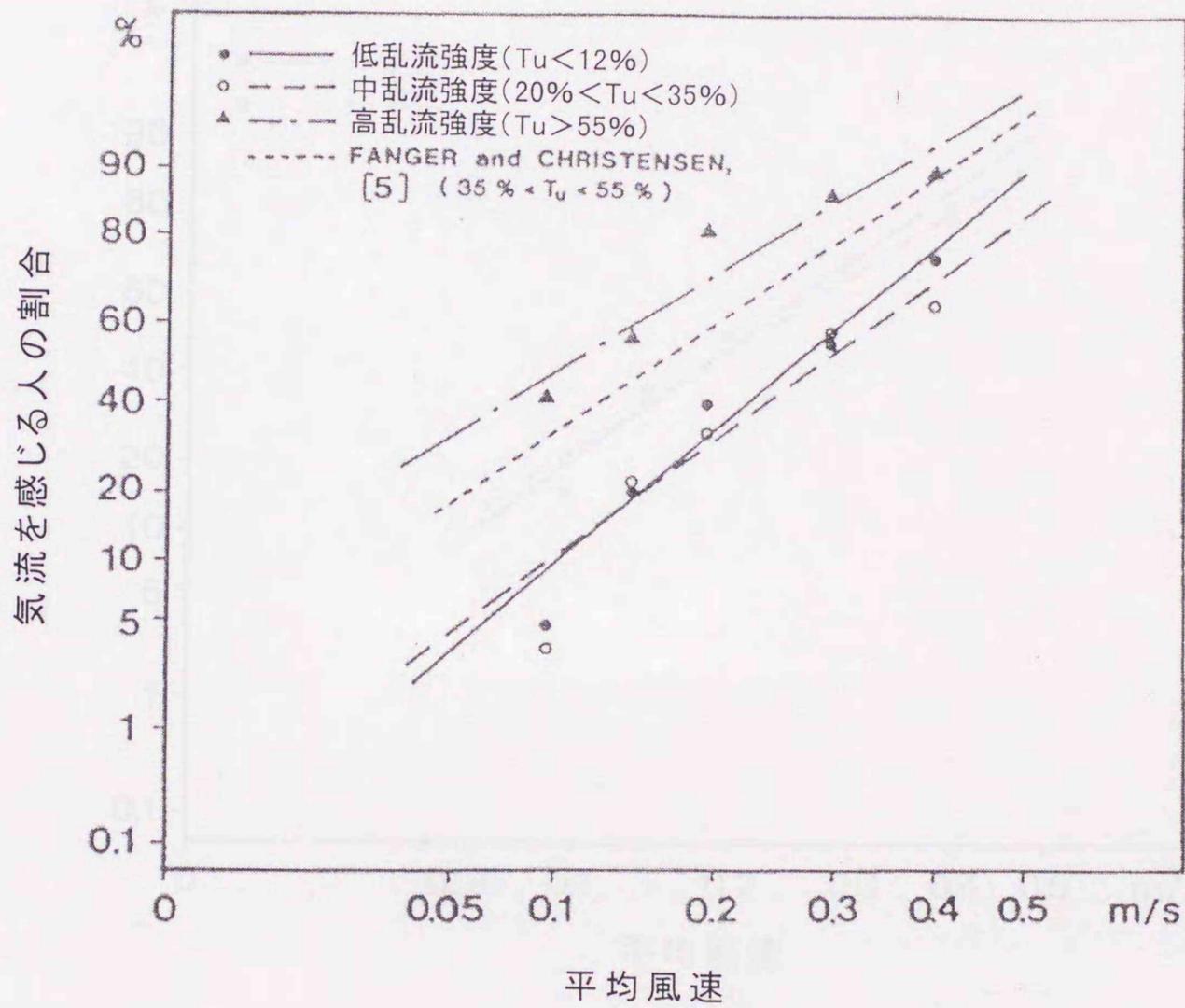


図5. 13 頭の高さにおいて気流を感じた人の割合と平均風速の関係: 乱流強度レベルによる整理(既往のドラフト実験結果を比較のため示す)

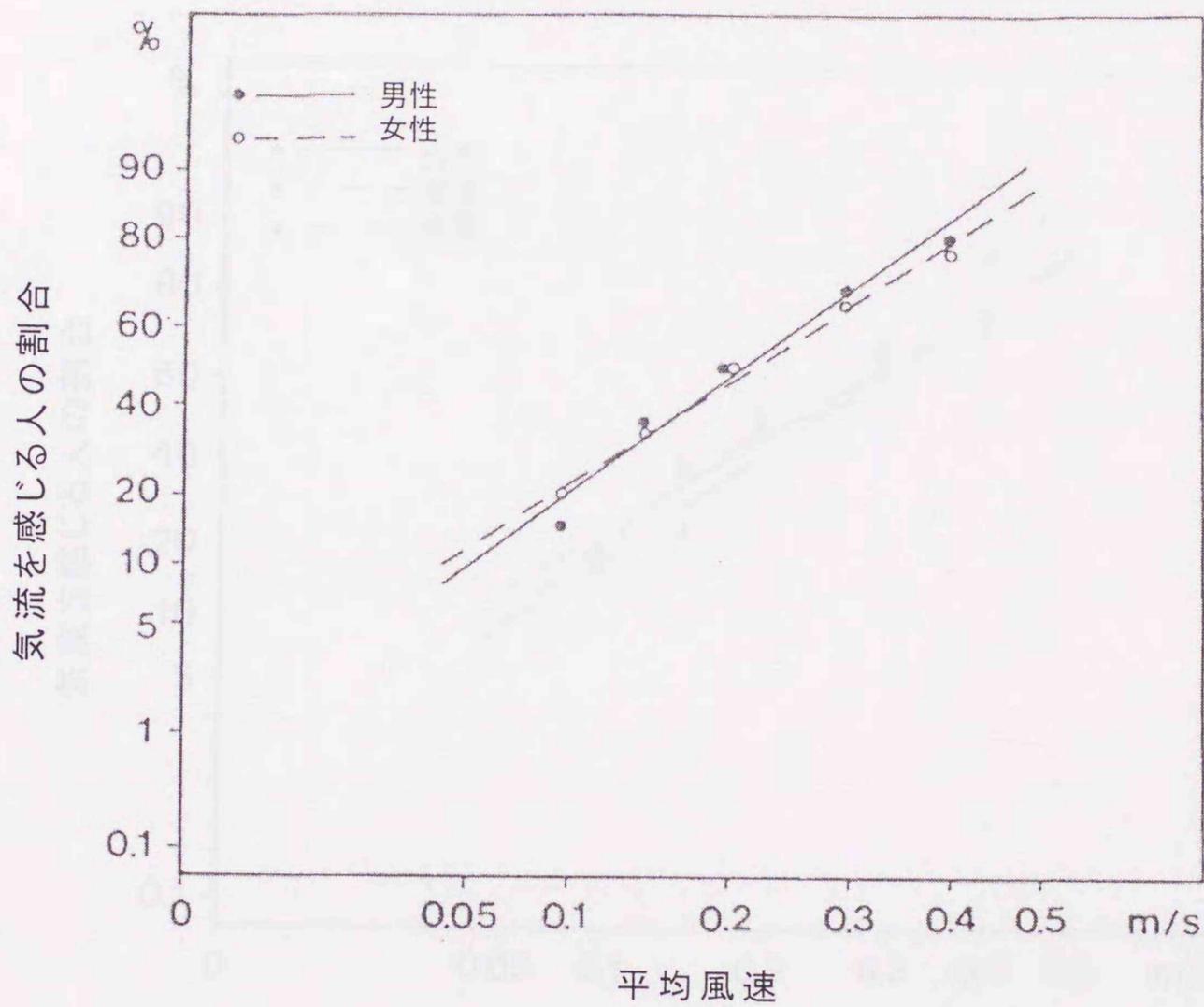


図5. 14 頭の高さにおいて気流を感じた人の割合と平均風速の関係:被験者の性別による整理
 (データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

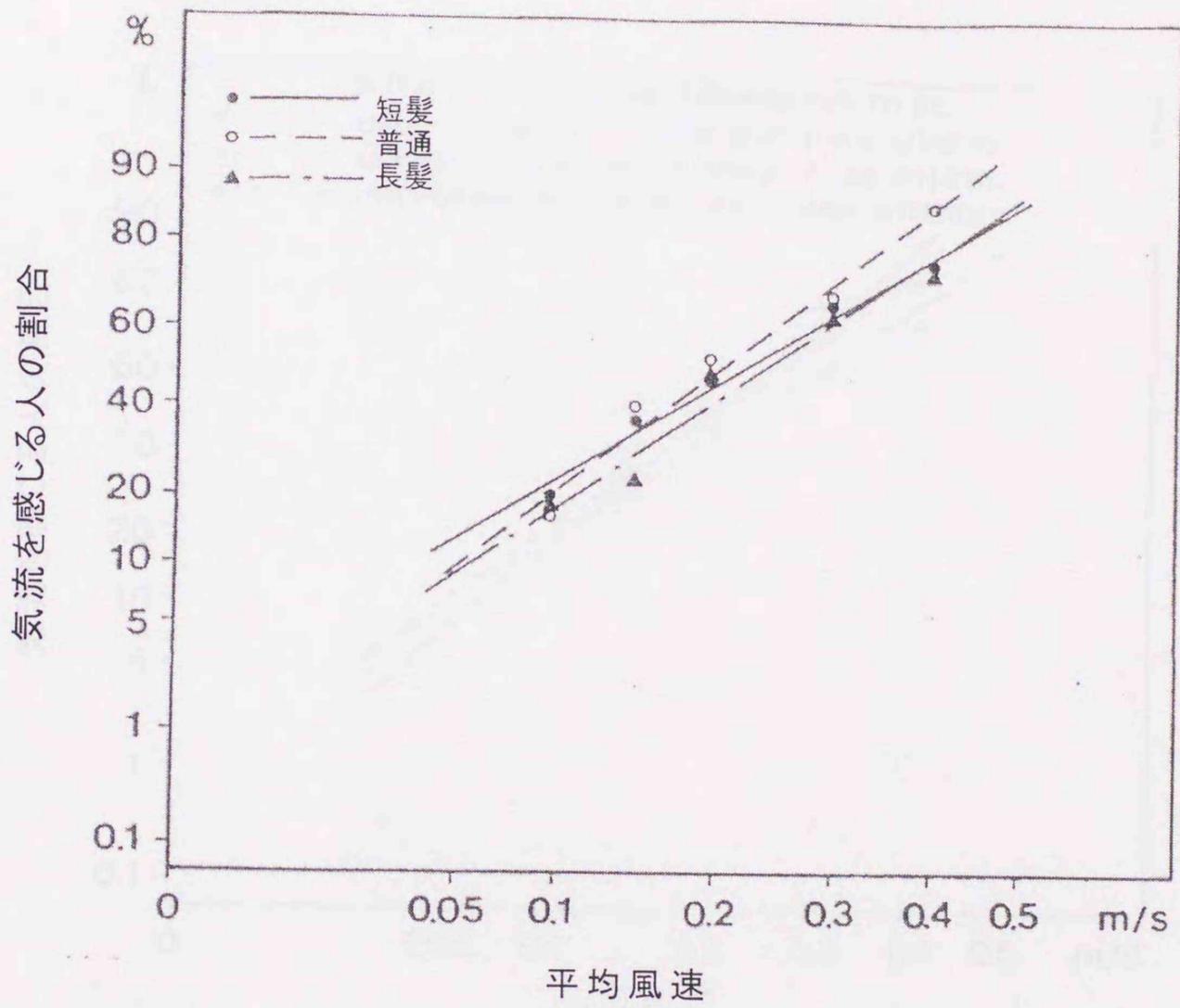


図5. 15 頭の高さにおいて気流を感じた人の割合と平均風速の関係: 被験者の性別による整理
 (データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

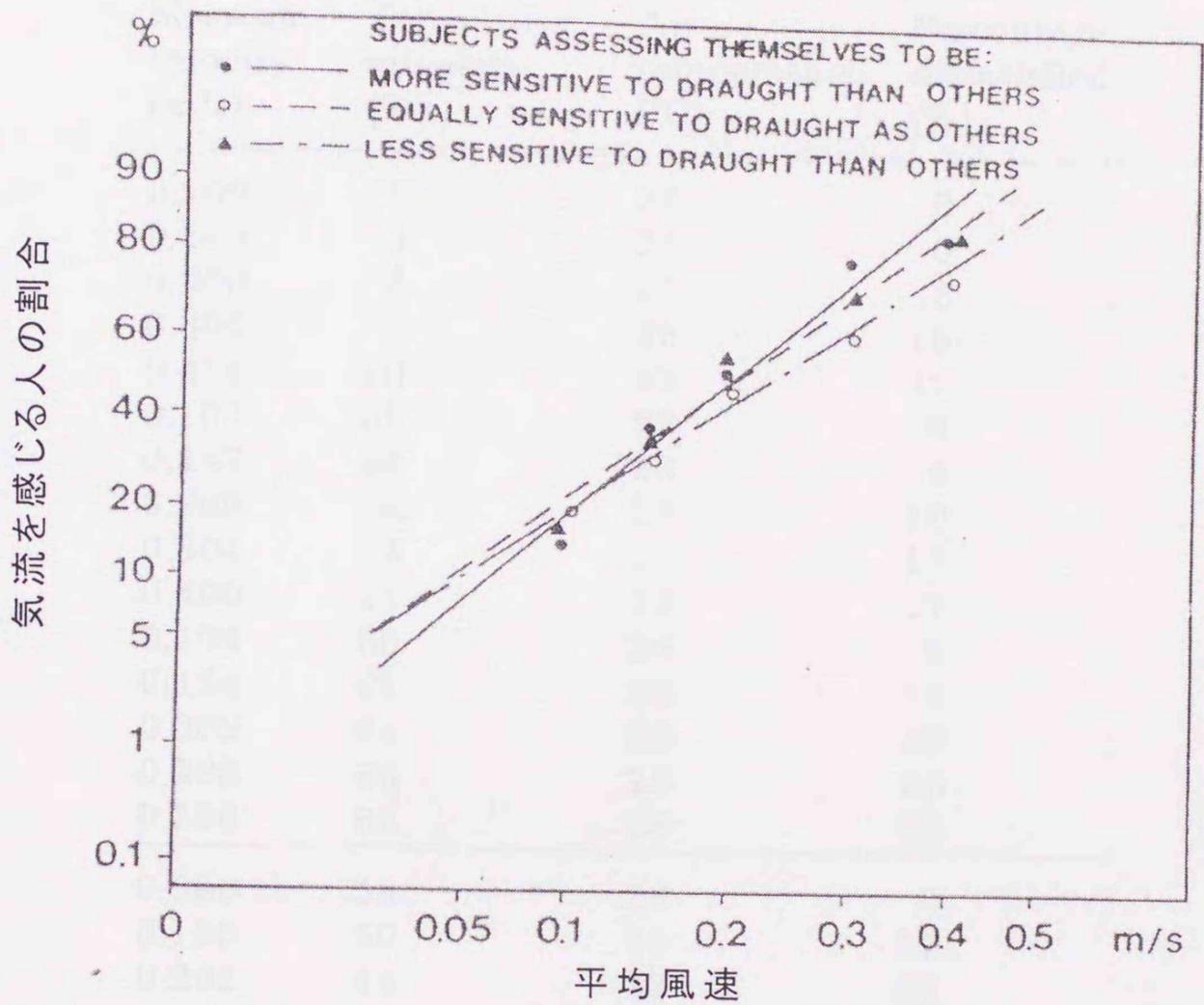


図5. 16 頭の高さにおいて気流を感じた人の割合と平均風速の関係: 気流に対する感度グループ別(自己申告による敏感、普通、鈍感)の整理 (データには3つの乱流強度レベル全てを含んでいる)

表5. 4 床上 1.1m の平均風速、乱流強度、室温とそのときの不快者率(実験時)
 (表中の罫線から下は、既往の Fanger と Christensen[5]による結果)

HEAD			
Mean air velocity (m/s)	Turbulence intensity (%)	Air temperature (°C)	Percentage dissatisfied (%)
0.100	3	23	0
0.150	5	23	0
0.200	8	23	2
0.302	9	23	16
0.404	10	23	32
0.103	35	23	0
0.147	30	23	4
0.203	26	23	10
0.304	23	23	17
0.400	21	23	27
0.104	55	23	9
0.154	61	23	18
0.202	64	23	39
0.298	66	23	56
0.396	68	23	58
0.096	58	23	5
0.150	50	23	12
0.201	44	23	21
0.299	38	23	33
0.393	34	23	51
0.096	43	26	2
0.150	40	26	11
0.204	38	26	16
0.299	33	26	26
0.393	30	26	30
0.096	51	20	16
0.150	44	20	24
0.207	40	20	35
0.299	35	20	55
0.393	32	20	65

表5. 5 床上 0.6m(腕部)と床上 0.1m(足部)の平均風速、乱流強度、室温とそのときの不快者率(実験時)

ARMS			FEET		
Mean air velocity (m/s)	Turbulence intensity (%)	Percentage dissatisfied (%)	Mean air velocity (m/s)	Turbulence intensity (%)	Percentage dissatisfied (%)
0.012	18.1	4	0.058	44	4
0.156	7.83	8	0.078	41.6	2
0.199	6.8	8	0.098	41.3	4
0.271	7.6	14	0.121	37	14
0.352	8.4	20	0.150	34.6	16
0.113	33.9	8	0.101	44	2
0.162	20.7	4	0.150	24.7	4
0.202	17.5	2	0.185	18.9	4
0.264	17.8	14	0.231	18.1	10
0.345	18.9	24	0.287	17.8	14
0.113	62.7	4	0.109	51.5	6
0.156	62.5	8	0.138	54.6	4
0.201	63	20	0.181	55.9	14
0.271	61.1	32	0.225	54.6	24
0.334	57.3	32	0.258	52.1	20

Turbulence	Females (clo)	Males (clo)	Females and males (clo)
Low turbulence	0.72	0.78	0.75
Medium turbulence	0.73	0.77	0.75
High turbulence	0.73	0.77	0.75

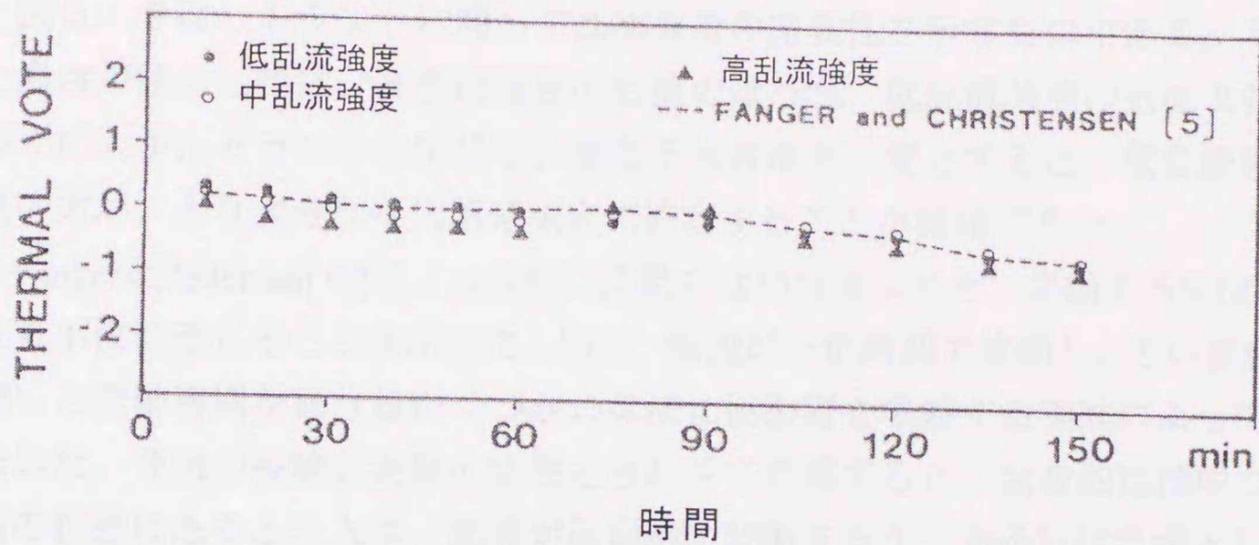


図5. 17 3つの乱流強度における実験時の平均温冷感申告結果
 (図中の破線は既往のドラフト実験時の結果を示す)

表5. 6 実験時の後半 1.5 時間の平均着衣量

Turbulence	Females (clo)	Males (clo)	Females and males (clo)
Low turbulence	0.72	0.76	0.74
Medium turbulence	0.72	0.77	0.75
High turbulence	0.73	0.77	0.75

5. 6 考察

図5. 9は、ドラフトに関して乱流強度の重要性を示すものである。平均風速と温度が等しい時は、高乱流強度の気流のほうが、低乱流強度の気流よりもより多くの方が、ドラフトを感じる。また不快者率を一定とすると、低乱流強度の気流の方が、より大きな平均風速域まで許容することが確認できた。

FangerとPedersen[4]は、1977年に変動のない気流よりも、変動する気流を人は、より不快に感じることを示した。即ち、風速が一定周期で変動し、その変動幅（振幅）と変動周期が異なるいくつかの気流に被験者を曝露する実験によってそれを示した。今回の被験者実験の結果と合わせて考察すると、全身的には中立な温冷感の状態にあるとき人は、風速が周期的に変動するか、あるいは乱流としては典型的な風速がランダムに変動するか、いずれにしても変動気流をより好まないと思われる。今回の被験者たちが曝露されていた乱流は、通常空調換気されている室内居住域で実際に生じる乱流に概ね等しい特徴を持っている。実際の居住域における気流特性については、Hanzawaら[7]による機械換気された広範な建物種別（ただしディスプレイメント換気は含んでいない）の居住域空間で生じる乱流特性の実測結果に報告されている。実測された乱流強度は、今回実験に用いた乱流と同等の範囲であった。

なぜ高乱流強度の気流が、低乱流強度の気流より不快であることについて、Mayer[12],[13]は、乱れが増大すると対流熱伝達が増大するからであると示唆している。Madsen[14]は、乱れが増大すると、熱流が増大することによって、皮膚の温冷感センサーが感知する熱流に変化を生起するからであろうと述べている。同様に、高乱流強度の気流による不快感の原因は、おそらく皮膚温の変動によると推定されている。皮膚温の平均値は、変動気流中でも大きく変化はしないが、高乱流強度の場合には、皮膚温の時間変化率がより大きくなると考えられる。

Hensel[15]によると、皮膚温の時間変化率は、脳中枢への信号を生起する。それらは、おそらく長期的に皮膚温の下降が続くと、生命に危険が及ぶと考えられる体の冷却過程を、人の行動と制御機構とで早めに調節させるための注意信号と考えられる。全身的には中立な温冷感の状態即ち平均皮膚温がほぼ34℃の時でも、風速変動のある気流に人体の局所が曝露されているとき、その変動の大きさによって注意信号はすでに生起されていると考えられる。それがドラフトを生じさせる要因になると解釈することができると思われる。

今回は、全身的には中立な温冷感を保ちながら、一定室温のもとで平均風速と乱流強度を変化させて実験を行なった。FangerとChristensen[5]による既往研究で

は、今回の実験の各風速域における中程度と高乱流強度の中間の乱流強度の気流で、室温が20℃から26℃の間で変化させた実験を行っている。その結果から彼らは、人のドラフト感は室温と平均風速の関数で予測できることを示した。

今回の実験データを解析するに当たり、対流熱伝達過程に基づく乱流と皮膚温変動との関係と、Hensel[15]の温冷感センサーに基づく温冷感と皮膚温変動との関係とを用いて新たなモデルを開発した。このモデルに表5.4に示すように、今回と既往研究15)の20,23,26℃の実験結果の全データを用いて、フィッティングを行い最適なモデルを確定した。この半理論モデルの詳細は、データの回帰式で定義するが、各項の意味については物理的及び生理学的理論に基づいて規定する。

まず、Hensel[15]の2種の温冷感センサーに基づいてモデルを構築する。すなわちドラフトによる不快者率(PD)は定常反応による不快者率(PDs)と非定常反応による不快者率(PDd)との和で表せると考える。定常反応が、皮膚温の絶対値によるのに対して、非定常反応は、皮膚温の変化率による。

定常反応は、FangerとPedersen[4]が示したように、変動の非常に少ない気流における平均風速に基づく温冷感によると考えられる。ところで、静穏な気流中では、自由対流(自然対流)が人体に沿って生じており、自然対流境界層が形成されているため、居住域の風速が0.05m/s以上のときに、人は周辺気流を相対的に感知することが出来ると考えられる。

従って、定常反応に基づく部分については、対流熱伝達過程に基づいて以下のように表わす。

$$PDs = a (t_s - t_a) (\bar{v} - 0.05)^b \quad (5-1)$$

PDs : ドラフトによる予測不快者率 [—]

a : 可変定数

b : 可変定数、理論値データ16)から、0.4から0.7の範囲

t_s : 平均皮膚温 [°C] (全身的な温冷感は中立とする)

t_a : 室温 [°C]

\bar{v} : 平均風速 [m/s]

非定常反応に基づく部分は、皮膚温変動の大きさが風速変動の大きさによって生起されると考え、定常反応分に対して変動分が比例的に効果すると仮定して以下のように表わす。

$$PDd = c \bar{v} T u (t_s - t_a) (\bar{v} - 0.05)^b \quad (5-2)$$

c : 可変定数

$\bar{v}, T u$: 今回の実験データに単純に適合する従属変数

ここで、 $T u = 0$ (層流状態) のとき $PDd = 0$ となり $PD = PDs$ となる。

被験者が中立の温冷感のとき皮膚温が 34°C であると仮定して、モデルを数式で表わすと、(5-3) 式となる。

$$PD = a (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^b + c \bar{v} T u (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^b \quad (5-3)$$

表5. 4から、 PD とそのときの t_a , \bar{v} , $T u$ を30セット用いた。その結果から回帰分析により近似式を求め、 $a = 3.143$, $b = 0.6223$, $c = 0.3696$ が得られ、そのときの相関係数が0.96であった。予測値と実測値の不快者率並びに完全相関線 (相関係数1.0) を図5. 18に示す。

その結果モデルは、

$$PD = 3.143 (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} + 0.3696 \bar{v} T u (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} \quad (5-4)$$

ただし、 $\bar{v} < 0.05\text{m/s}$ の時は $\bar{v} = 0.05$ とする。

$PD > 100\%$ の時は $PD = 100\%$ とする。

このモデルは、FangerとChristensen⁵⁾の乱流強度を導入したドラフトチャートモデルの拡張モデルである。この既往研究結果では、平均風速が増加すると、乱流強度が減少している。この結果は、平均風速の影響度が今回の新モデルにおけるよりも少ないことを意味する。

この新モデルに用いる室温、平均風速、乱流強度の3つのパラメーターの適用範囲は、それぞれ次のとおりであり、全身的には中立な温冷感の状態の時に適用する。

$$20 \leq t_a \leq 26^\circ\text{C}, \quad 0.05 \leq \bar{v} \leq 0.4\text{m/s}, \quad 0 \leq T u \leq 70\%$$

また、平均風速 0.05m/s 以下はすべて 0.05m/s とする。さらに、このモデルでは数学的には100%以上になることがあり得るが、それは意味がないので、その場合は100%とする。また、 $\bar{v} = 0.05\text{m/s}$ のときは $PD = 0\%$ であるが、このモデルでは

ドラフトリスクのみを評価するのPD=0%もある。

このモデルの主な特徴を、乱流強度、平均風速、室温を座標軸とする3次元表示で10%、15%そして20%の等不快者率平面を表わし、図5.19に示す。より高い不快者率は、より高い乱流強度、より高い平均風速そしてより低い室温の場合に得られる。これらのパラメーターの範囲は、我々の実験によって得られたデータからのものである。例外として、室温が先の適用範囲を越えて示されているが、これは等高平面をよく見せるためである。

ここで、ドラフトリスク評価モデルから、室内温熱環境における不快者率の目標値は $PD \leq 10\%$ と設定する。室内温熱環境における全身温冷感の評価指標であるPMVについては、予測不快者率が10%以下となる温熱要素の組合せによる環境が望ましいとしている。これに倣って、室内空調環境については、執務者或いは居住者の90%以上が満足する環境が良好な状態であるとして、局所の不快感を評価するドラフトリスクについては $PD \leq 10\%$ を満足する平均風速、乱流強度、室温の組合せによる温熱環境を設計し、運転制御する事を目標とした。

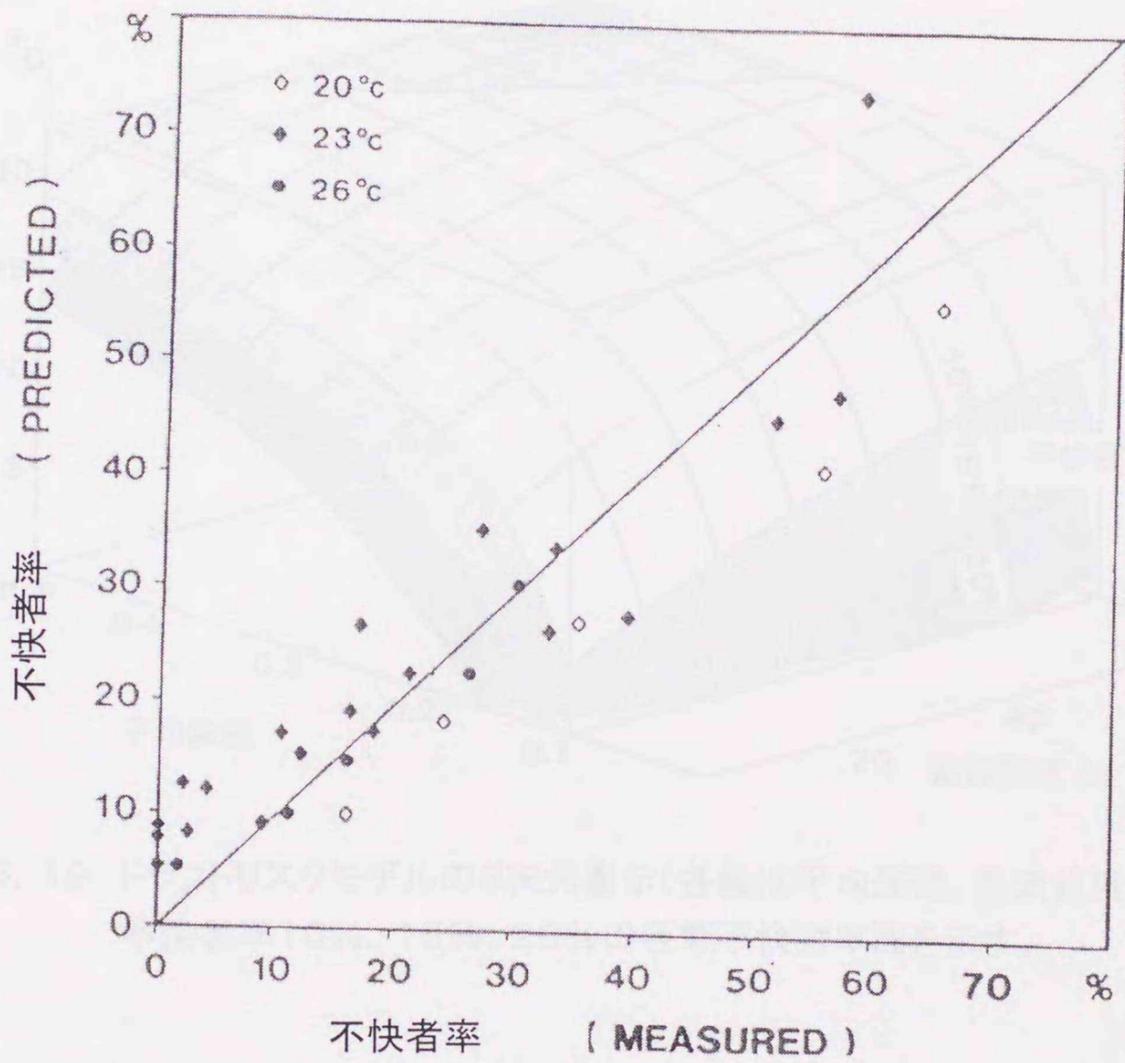


図5. 18 ドラフトリスクモデルによる不快者率と実験により測定した不快者率との比較。相関係数は0.96

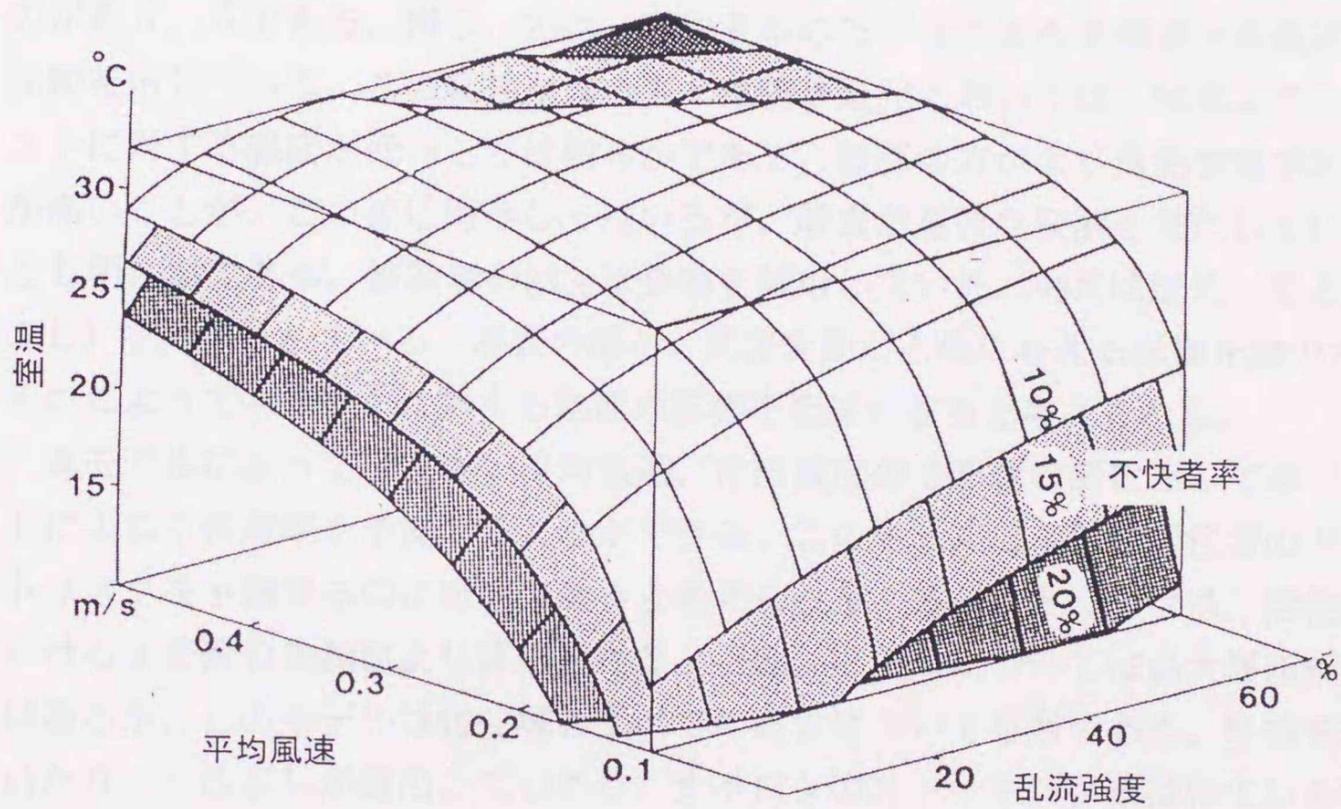


図5. 19 ドラフトリスクモデルの3次元表示(各軸は平均風速、乱流強度、室温)
不快者率10%、15%、20%の各等不快者率面を示す。

図5. 20と図5. 21は等乱流強度と等不快者率平面 (PD=10%と20%) との折線によって、より詳細に表わした。

図5. 9で考察したように、不快さに対する気流の乱れの影響については、上記の内容から強調できる。5段階の異なる平均風速に関する実験によって、図5. 22には、室温=23℃において、不快者率 (PD) が乱流強度 (Tu) によることを示している。乱流の効果が、重大でかつ平均風速によりそれは増大する。

頭部を対象に開発したモデルを、上腕部と足元における測定データに適用したのが表5. 5である。図5. 23は、不快者率のモデルによる予測値と実験結果の比較を示している。この結果から、人々は腕や足元においては、頭部よりもドラフトに対する感度が低いことは明らかである。頭部の方がより温熱生理学的感度が高いことが、この差に寄与してはいるが、着衣が重要な役割を果たしていることも明らかである。被験者の81%は長袖を着用していた。93%は足元 (足とくるぶし) をカバーしている。着衣の層が、風速変動が人体に与える影響を減少させ、それによってドラフトに対する乱流の影響を低減させると考えられる。

本モデルによって、室温、平均風速、乱流強度の3変数の関数としてのドラフトによる不快者率を予測することができる。このモデルは、室内居住者のドラフトリスクを予測するのに有用であると考えられる。ドラフトリスクは、居住域における3変数の実測値より算出される。上腕部と足元については過大評価傾向ではあるが、このモデルは居住域のすべての高さについて有用である。半袖を着ていたり、くるぶしが露出していたり、ナイロンのストッキングをはいている場合には、頭部を対象にしたモデルを居住域全体に適用することは、概ね妥当と思われる。

さらに、このモデルは空調換気された室内における、室温、風速、乱流強度の数値予測結果から、ドラフトリスクを評価するのに有用である。室内の空調システム (空気分配システム) の性能評価のためには、気流分配指数 (ADPI : Air Distribution Performance Index) [24] がこれまで用いられてきた。今回のモデルは、ドラフトリスクを予測することによって、空調システムの新たな性能評価法となると考えられる。例えば床上0.6mにおいて室温22℃のときというように、空調システム同士を比較評価する場合は、居住域の室温を固定して比較するべきであろう。

ドラフトに関して乱流強度が大きく関与していることが明らかになったが、これは居住域において低乱流強度を実現できる空調システムを開発する動機を与えることになると思われる。従来、換気効果は給気と室内空気が良好に混合するように設計され、乱れが大きい流れがより効率的に混合をおこなうとされてきた。

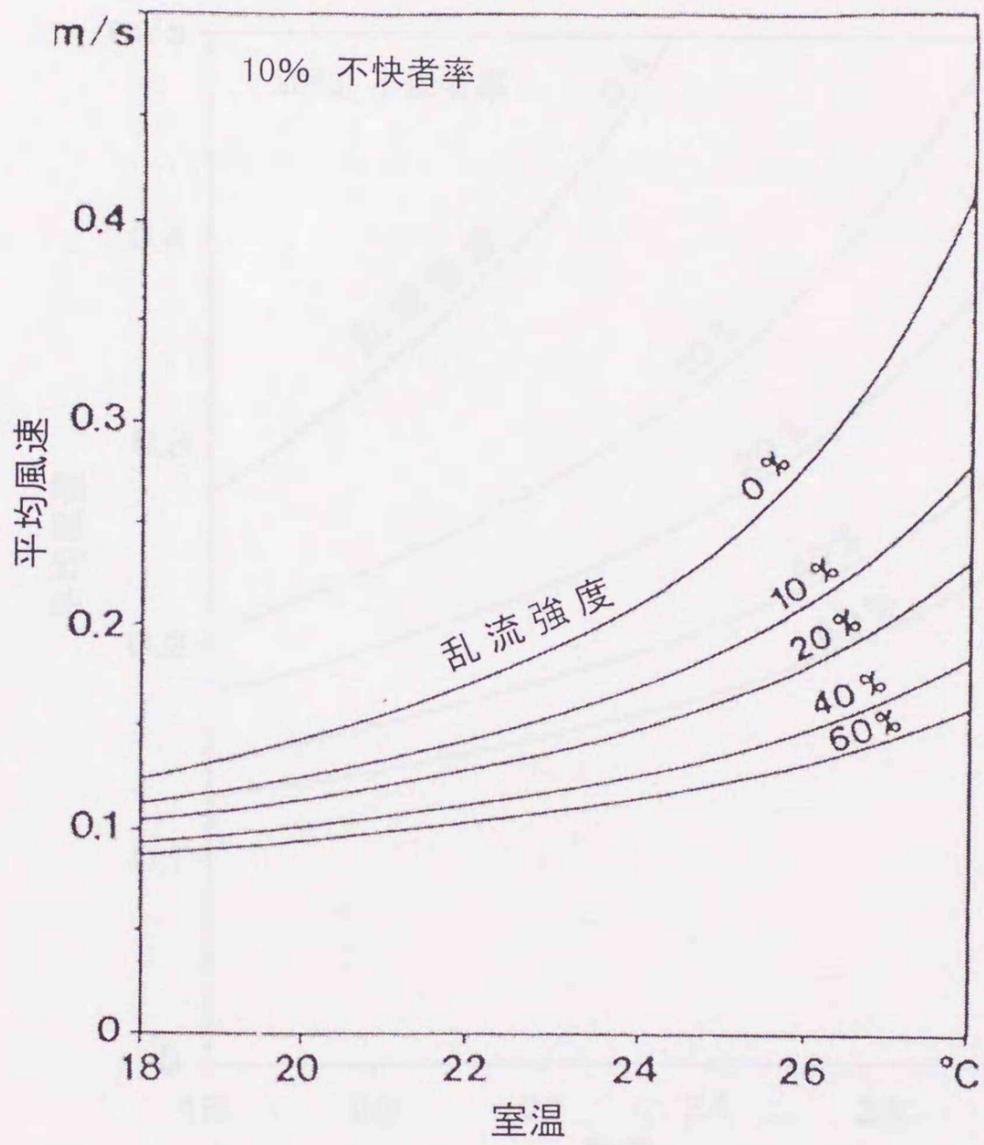


図5.20 ドラフトリスクモデルから求めた不快者率10%時の平均風速と室温と乱流強度との関係

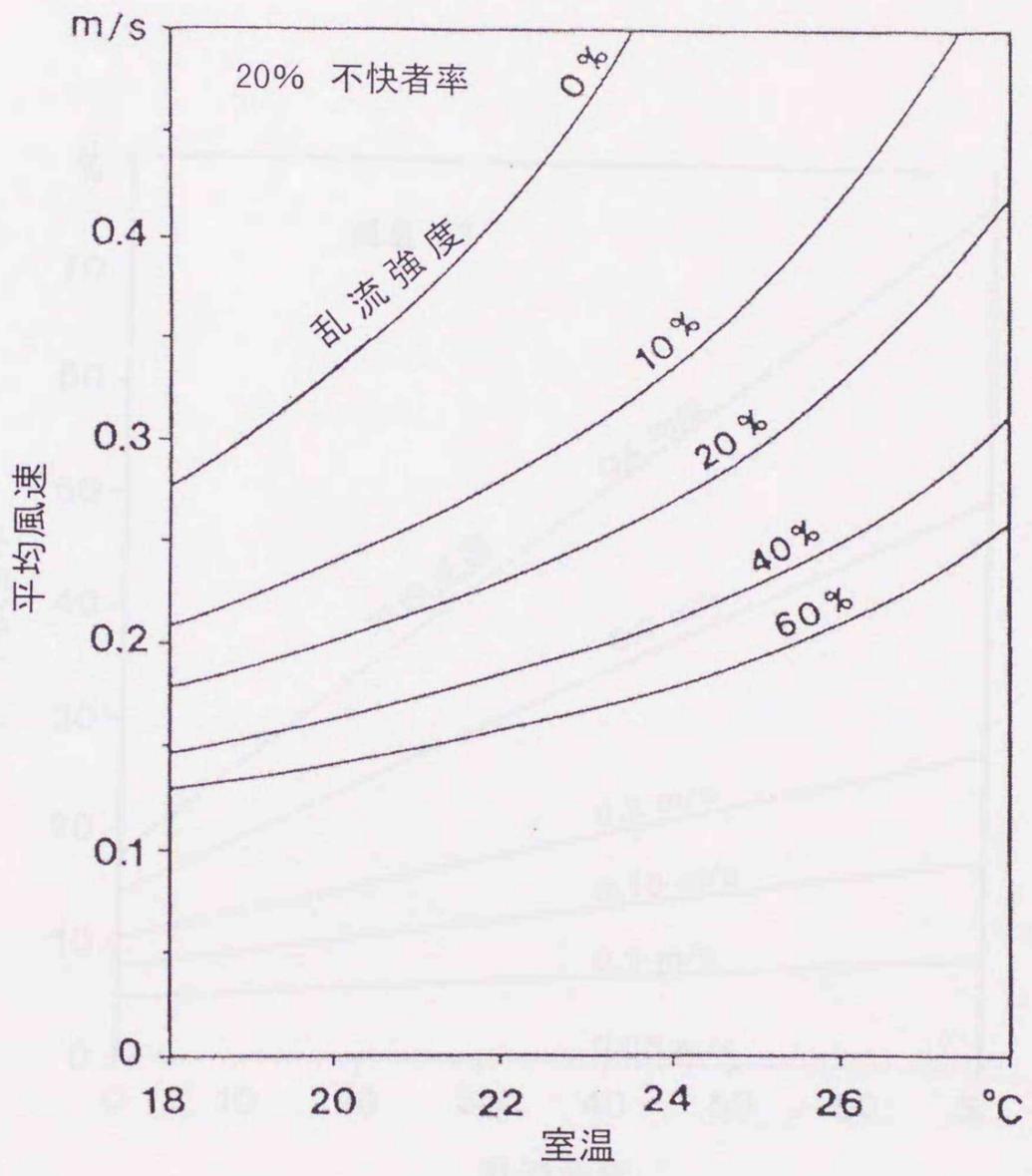


図5. 21 ドラフトリスクモデルから求めた不快者率20%時の平均風速と室温と乱流強度との関係

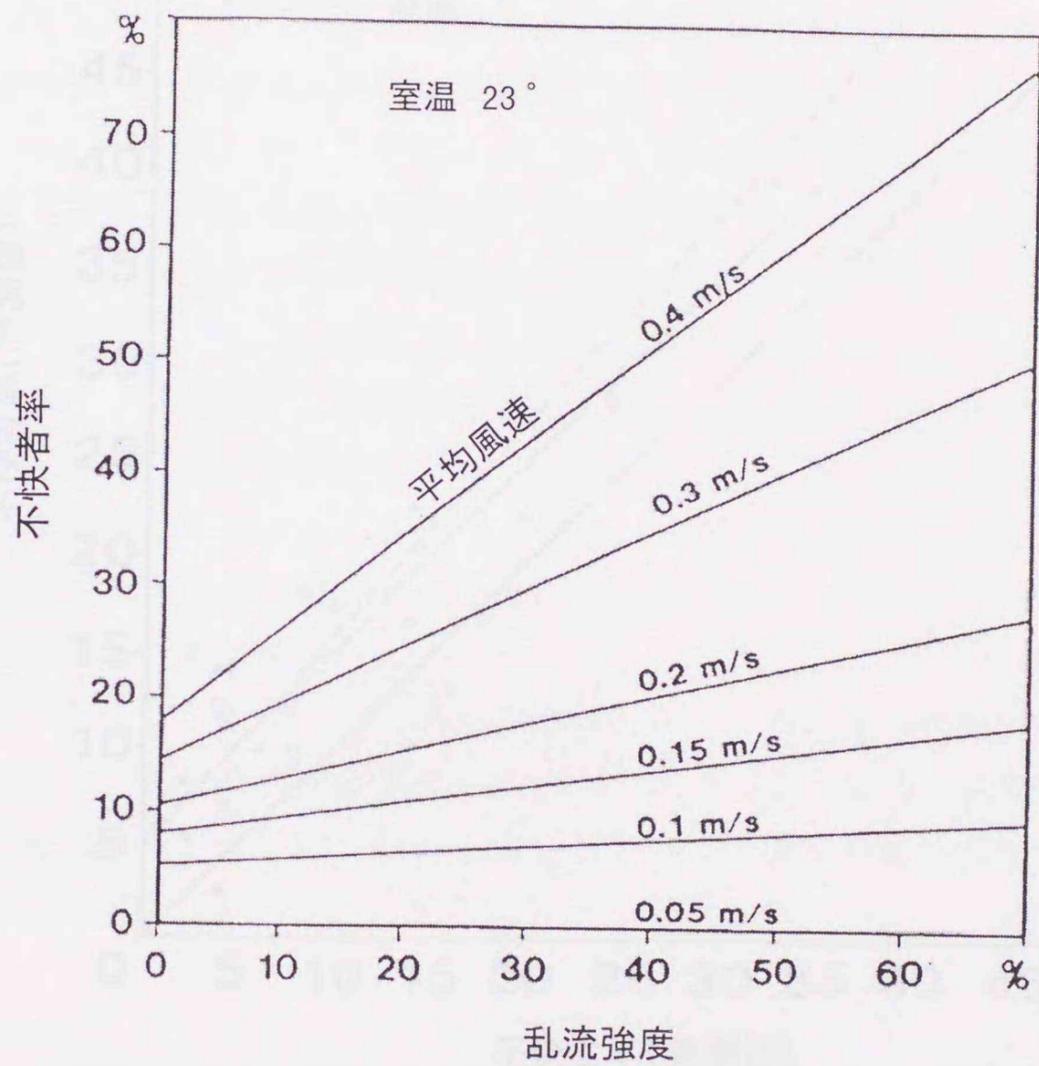


図5. 22 ドラフトリスクモデルから求めた室温 23°Cのときの不快者率と平均風速と乱流強度の関係

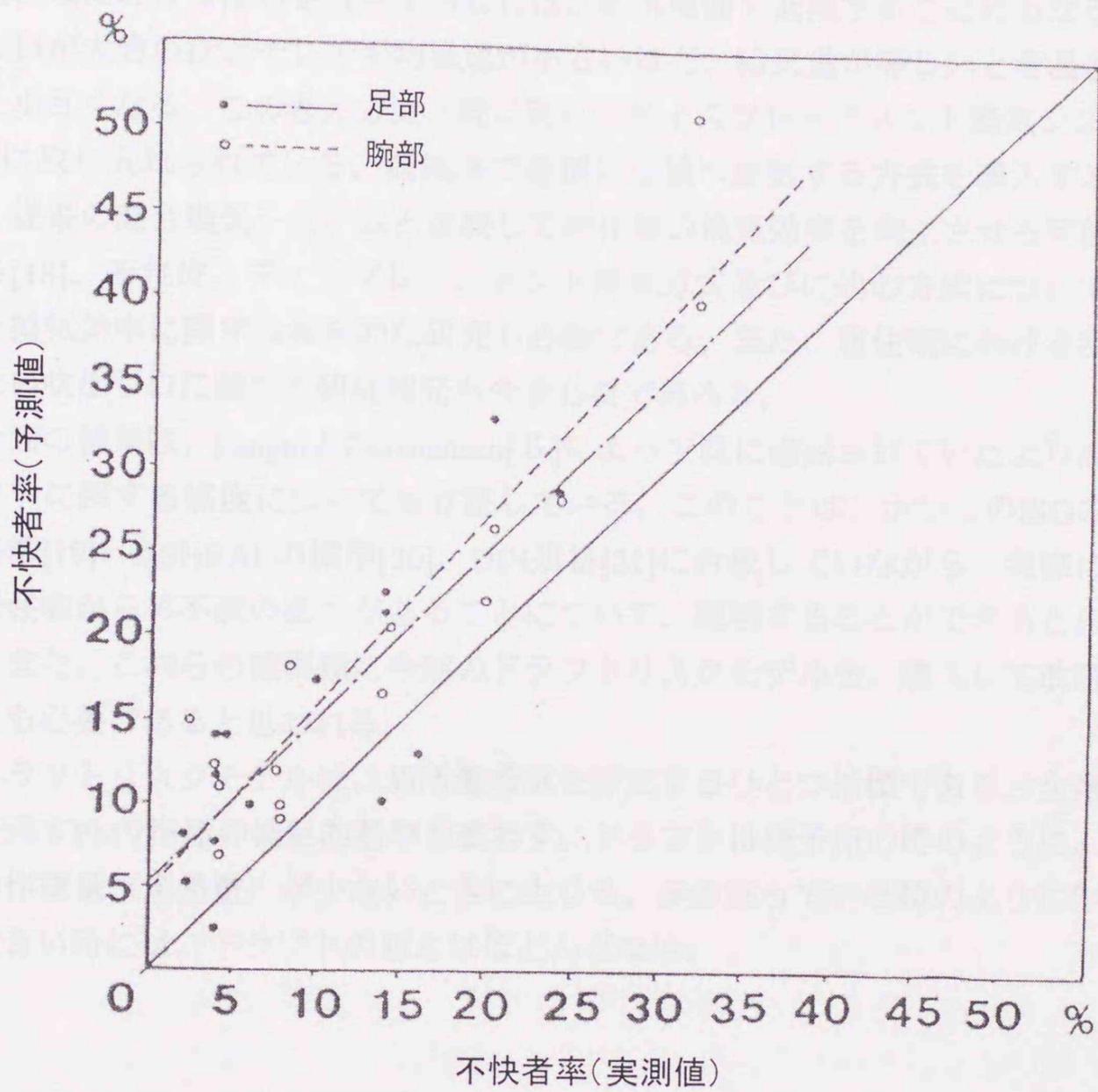


図5. 23 腕部と足部におけるドラフトリスクモデルによる不快者率の予測値と実測値の関係

ドラフトリスクを低減するためには、居住域から遠く離れたところに吹き出し口を設置して、居住域に気流が到達するまでに十分な時間と距離をとることが必要である。これまではドラフトに対して乱流の重要性が殆ど考慮されず、平均風速の低減に力を注いできた。

居住域における乱れを低減することは、給気風速を低減することにもなる。吹き出し口が大きいほどそして平均風速が小さいほど、給気量が等しいとき風速変動は、小さくなる。この考え方は、既に新しいディスプレイメント換気システム[17]に取り入れられている。低風速で直接居住域へ給気する方式を導入することで、従来の混合換気システムと比較して居住域の換気効率を向上させる可能性もある[18]。それ故、ディスプレイメント換気方式並びに他の方式について、乱流と換気効率に関する体系的な研究も必要である。また、居住域における乱れの少ない吹き出し口に関する研究開発も今後必要であろう。

今回の結果は、FangerとChristensen[5]によって既に確認されていたより高いドラフトに関する感度についても立証している。このことは、かつてのISOの快適性基準[19]、ASHRAEの標準[20]、DIN規格[21]に合致していながら、実際に多くの居住者からの不満の訴えがあることについて、説明することができると思われる。また、これらの標準類に今回のドラフトリスクモデルを、導入して改訂することも必要であると思われる。

ドラフトリスクモデルは、局所温冷感を評価するひとつ指標であり、全身温冷感を示すPMV指標の補足的基準を表わす。ドラフトは椅子座の時のように、特に人の作業量（産熱量）が少ないときに生じる。歩き回っている時のように作業量が多い時には、ドラフトの訴えはほとんどない。

5.7 まとめ

平均風速と室温が等しいとき、乱れの大きい気流は、乱れの小さい気流よりもドラフトの訴えが多くなる。

本章では、ドラフトリスクのモデルを提示した。このモデルによって、全身的な温冷感が中立の時に、室温 (t_a)、平均風速 (\bar{v})、乱流強度 (Tu) の関数として、ドラフトによる不快者率を予測することができる。不快者率 (PD) は、以下の式で求められる。

$$PD = 3.143 (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} + 0.3696 \bar{v} Tu (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} \quad (5-5)$$

ただし、 $\bar{v} < 0.05\text{m/s}$ の時は $\bar{v} = 0.05$ とする。

$PD > 100\%$ の時は $PD = 100\%$ とする。

また適用範囲は、

$$20 \leq t_a \leq 26^\circ\text{C}, \quad 0.05 \leq \bar{v} \leq 0.4\text{m/s}, \quad 0 \leq Tu \leq 70\%$$

である。

本モデルは、ドラフトリスクを定量的に評価したり、ドラフトリスクの小さい空気分配方式を開発するのに有用な手段になると思われる。

ここで、室内温熱環境におけるドラフトリスクに関する目標値は $PD \leq 10\%$ と設定した。即ち、室内空調環境については、執務者や居住者の90%以上が満足するのが良好な状態であるとして、局所の不快感を評価するドラフトリスクについては、 $PD \leq 10\%$ を満足する平均風速、乱流強度、室温の組合せによる温熱環境を設計し、運転制御する事を目標とした。

第5章 参考文献

- [1] Houghten, F.C., Draft temperatures and velocities in relation to skin temperature and feeling of warmth, *ASHVE Trans.*, 44(1938), 289.
- [2] McIntyre, D.A., The effect of air movement on thermal comfort and sensation, in Fanger, P.O. and Valbjorn, O., (eds.), *Indoor Climate*, Danish Building Research Institute, Copenhagen, (1979), 541-560
- [3] Berglund, L.G. and Fobelets, A.P.R., Subjective human response to low-level air current and asymmetric radiation, *ASHRAE Trans.*, 93(1)(1987), 497-523
- [4] Fanger, P.O. and Pedersen, C.J.K., Discomfort due to air velocities in spaces, *Proc. of Meeting of Commission B1, B2, E1 of Int. Instit. Refrig.*, 4(1977), 289-296
- [5] Fanger, P.O. and Christensen, M.K., Perception of draught in ventilated spaces, *Ergonomics*, 29(2)(1986), 215-235
- [6] Thorshauge, J., Air velocity fluctuations in the occupied zone of ventilated spaces *ASHRAE Trans.*, 88(2)(1982), 753-764
- [7] Hanzawa, H., Melikov, A.K. and Fanger, P.O., Air flow characteristics in the occupied zone of ventilated spaces, *ASHRAE Trans.*, 93(1)(1987), 524-538
- [8] Melikov, A.K., Hanzawa, H. and Fanger, P.O., Air flow characteristics in the occupied zone of heated spaces without mechanical ventilation, *ASHRAE Trans.*, 94(1) (1988)
- [9] Ostergaard, J., Fanger, P.O., Olesen, S. and Madsen, T.L., The effect on man's comfort of a uniform air flow from different directions, *ASHRAE Trans.*, 80(2) (1974), 142-157
- [10] Fiedorovics, J., Boundary Layer of Air on a Nude Man (Manikin) caused by Free Convective Heat Exchange, Report, Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark, (1975)
- [11] Finney, D.J., *Probit Analysis*, The University Press, Cambridge, (1947)
- [12] Mayer, E., Entwicklung eines Messgerats zur getrennten und integrierten Erfassung der physikalischen Raumklimakomponenten, Dissertation, Technische Universität, München, 1983
- [13] Mayer, E., Influence of air turbulence on the convective surface heat transfer coefficient, *Proc. Third International Conference on Indoor Air Quality and Climate*, Stockholm, Swedish Council for Building Research, 5(1984), 377-382.

- [14]Madsen,T.L., Why low air velocities may cause thermal discomfort, Proc. Third International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Stockholm, Swedish Council for Building Research, 5(1984), 331-336.
- [15]Hensel,H., Thermoreception and Temperature Regulation, Academic Press, London, (1981)
- [16]Incropera,F.P. and Dewitt,D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley, New York, (1982)
- [17]Skaret,E., Ventilation by displacement - characterisation and design implications, in Goodfellow,H.D.,(ed.), Ventilation '85, Proc. 1st Int. Symp. on Ventilation for Contaminant Control, Toronto, Canada, Oct.1-3, 1985, Elsevier, Amsterdam, (1986)
- [18]Sandberg,M., What is ventilation efficiency?, Build. Environ., 16(2), (1981), 123-135.
- [19]ISO 7730, Moderate Thermal Environments - Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort, International Standards Organization(ISO), Geneva, (1984).
- [20]Standard 55-81, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), Atlanta, (1981).
- [21]DIN 1946 Teil 2, Raumluftechnik Gesundheitstechnisches Anforderungen (VDI-Luftungsregeln), Deutsches Institut fur Normung (DIN), Berlin, (1983)
- [22]Hinze,J.O., Turbulence, McGraw-Hill, New York, (1975)
- [23]Fanger,P.O., Thermal Comfort, Robert E.Krieger, Malabar, FL, (1982)
- [24]ASHRAE Handbook - 1985 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers(ASHRAE), (1985)
- [25]Fanger,P.O., Melikov,A.K., Hanzawa,H. and Ring,J., Air Turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings, 12.(1985), 21-29

第6章 アンダーフロア空調システムによる気流感と温熱環境

6.1 はじめに

1980年代からオフィスにおけるOA化が普及し定着する中で、オフィスビルの新築あるいは既存の改修において、OA機器やコンピュータの多量の配線と増大する発熱の処理ならびに居住者であるオフィスワーカーの快適性の確保・向上が求められている。これらを建築設計上あるいは設備設計上充分考慮して建物を計画する必要がある。特に室内気流によって形成される居住空間を快適に維持することは、オフィスビルにおいては不可欠である。こうしたオフィスビルに対する要求性能に応えられる冷暖房空調方式として、アンダーフロア空調システムは開発され、普及してきた。そして今日では、アンダーフロア空調システムは、室内温熱環境を適切に維持し、さらに居住域における換気効率の高い空調方式として位置づけられるようになった。

アンダーフロア空調システムは、フリーアクセスフロアによって構成された二重床内をプレッシャープレナム（加圧チャンバー）としての、あるいはダクト設置空間としての空調空気搬送用スペースのために使用し、床吹出し口から居住域へ冷風あるいは温風を供給する空調システムである。システムの基本構成概要は図6.1に示すとおりである。

本章では、新たに開発した誘引効果が大きく、風速と温度の拡散性が高い旋回流¹⁾を形成する床吹出し口の基本特性を示し、さらにこの床吹出し口を用いたアンダーフロア空調システムによる室内環境性能を、模擬オフィスにおける被験者実験結果に基づいて述べる。

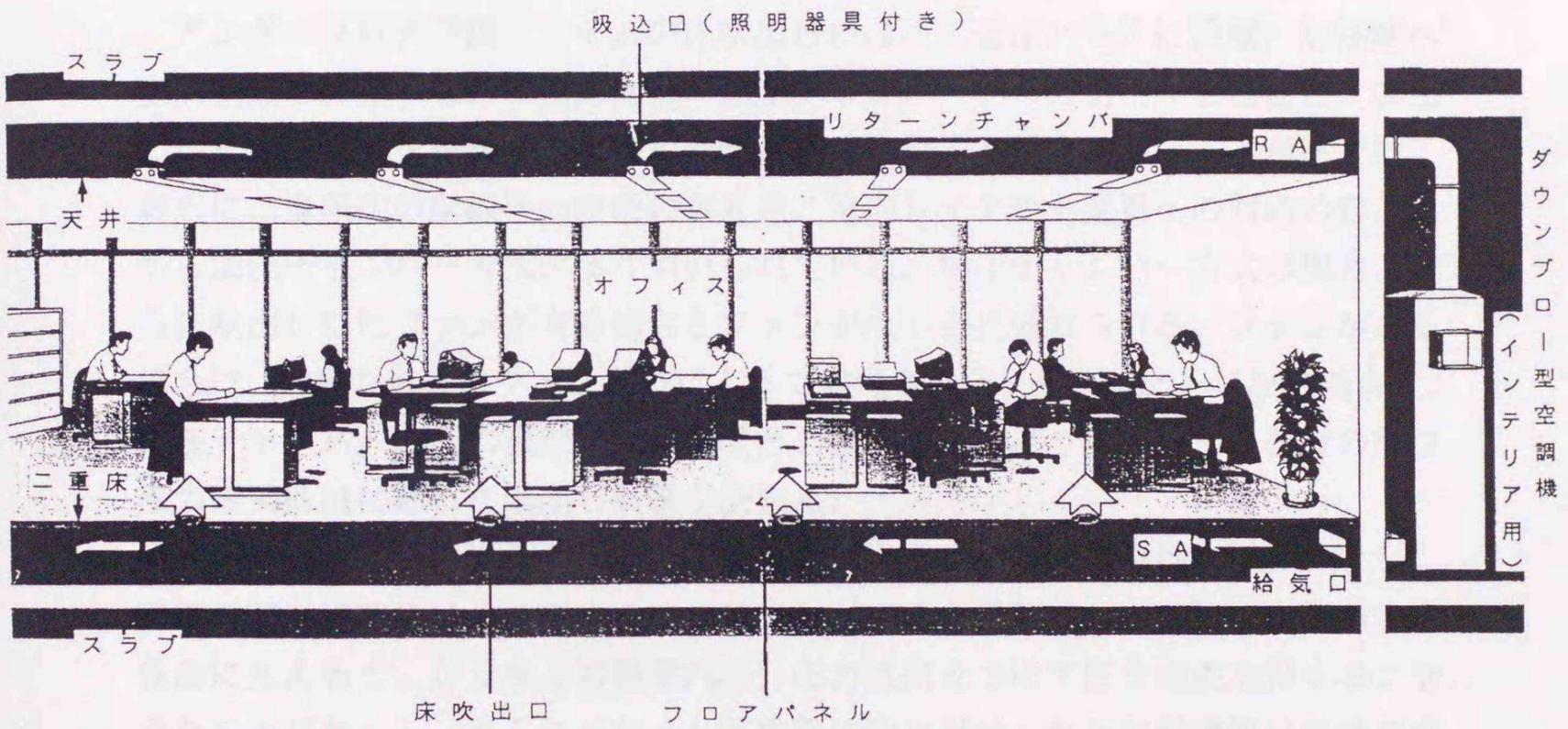


図6.1 システムの基本構成概要

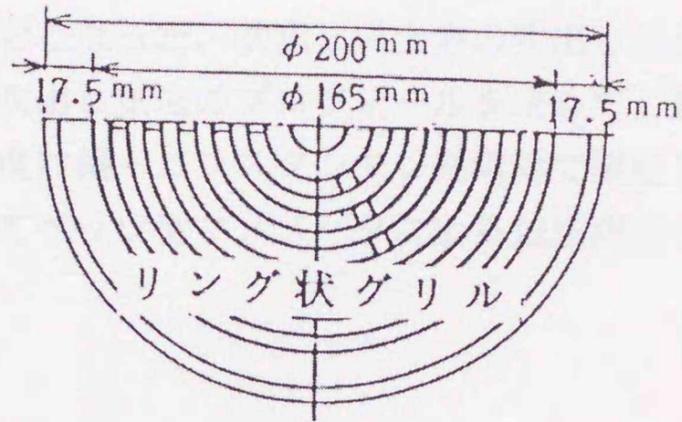
6. 2 床吹出し口性能実験

アンダーフロア空調システムにとって床吹出し口は、最も重要なシステム構成要素の一つである。床吹出し口は、居住域近傍に設置されるためその吹出し気流の持つ特性は、居住者の快適性を左右する要因である。ここでは、床吹出し口を新たに試作しその特性を求めた結果を示す。

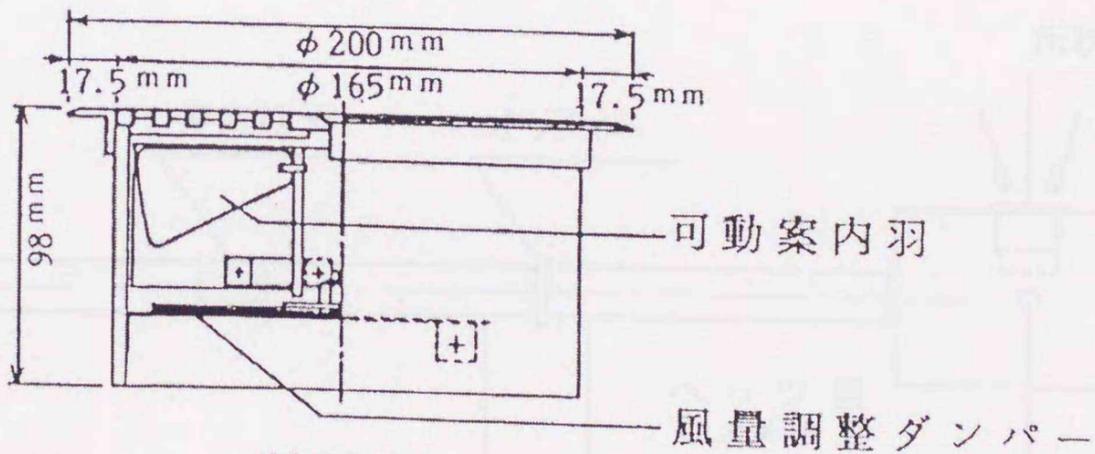
6. 2. 1 床吹出し口の概要

アンダーフロア空調システムの床吹出し口は、二重床パネルに設置、居住域へ空調空気を供給する。二重床内は、加圧チャンバーとして使用する場合と、吹出し口までダクトを設置するための空間として使用する場合とがある。現在では、おもに二重床内の配線等の設置の容易さ、室内レイアウト変更への対応の容易さから加圧チャンバー方式が多く用いられている。加圧チャンバー方式の場合、さらに吹出し口にファンが有る場合とファンがないとに分けられる。ファンがある場合は、所定の風量はファン動力によって確保される。一方ファンがない場合は、加圧チャンバー内と二重床上の居住域との静圧の差によって吹出し口自身の持つ圧力損失抵抗に応じた吹出し風量が決まる。

今回試作した床吹出し口の概要を図6. 2に示す。吹出し口は、ファンなし、円形の同心円状スリット開口を持つ吹出しグリル、居住域への気流吹出し角度を任意に変えることができる可動案内羽、圧力抵抗をつけて圧力損失取得をおこなうためのバケット、さらにバケット部底面に取り付けられた放射状開口面積を変えて風量調整をおこなうスライド式ダンパーで構成されている(図6. 2)。なおグリルの開口率は、直径200mmの円に対して30%であり、開口面積相当直径は108mmである。



平面図



断面図

図6.2 床吹き出し口の概要

6. 2. 2 吹出し気流実験装置

アンダーフロア空調システムでは、床吹出し口の持つ吹出し気流特性は居住域の温熱環境性能に大きく影響する。したがって、床吹出し口の気流特性が所定の性能持っているか否かを計測評価することが重要である。

床吹出し口の気流特性についての計測は、図6. 3に示す実験装置を用いて吹出し口を取付けた給気チャンバーに、等温気流あるいは冷風をファンで供給する装置を用いておこなった。吹出し口上方の吹出し気流の風速分布ならびに温度分布を実測し、吹出し気流のプロフィールを求めた。風速は、無指向性の熱式風速計で、また温度は銅-コンスタンタン熱電対で測定した。また、給気風量はオリフィスを用いてベッツ型マノメータによる差圧測定の結果より求めた。

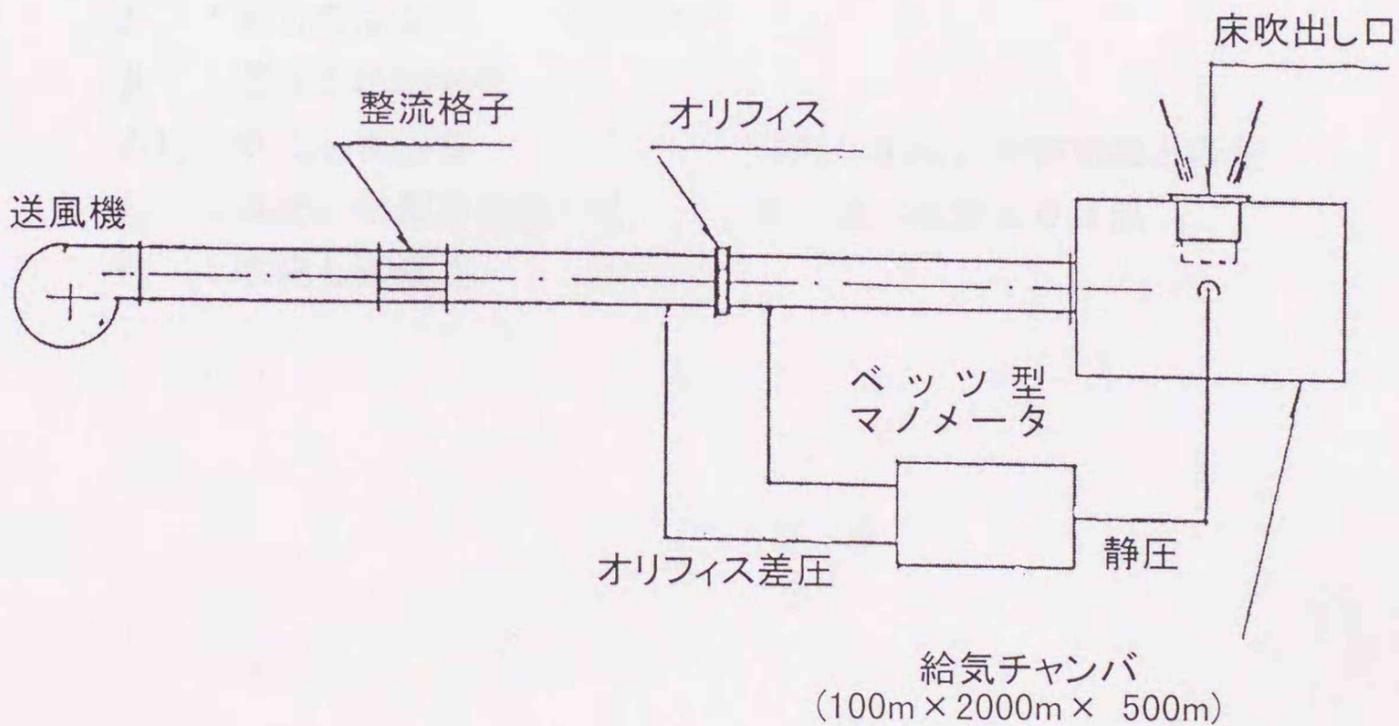


図6. 3 床吹出し口の気流特性計測装置

6. 2. 3 実験条件

吹出し気流特性の計測は、案内羽角度、吹出し風量 (Q_0)、等温吹出し/非等温 (冷風) 吹出し、の各組合わせにより表 6. 1 に示す 11 ケースの条件でおこなった。なお、案内羽角度は羽が垂直の時を 0° として、鉛直面からの傾き角度により表わす。6 ケースの条件において、等温吹出しの条件では吹出し気流の基本特性を、冷風吹出しの条件では冷房時の、そして温風吹出しの条件では暖房時のそれぞれ吹出し気流プロフィールを把握することを目的とした。

なお、表 1 に示す Ar 数 (アルキメデス数) は以下の式により算出している。

$$Ar = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t_0 \cdot d_0}{V_0^2}$$

- Ar : アルキメデス数 (—)
 g : 重力の加速度 (m/s^2)
 β : 空気の体膨張率 (K^{-1})
 Δt_0 : 吹出し温度差 ($^\circ C$) 吹出し温度と平均室温との差
 d_0 : 吹出し口相当直径 (m) 有効開口面積より算出
 V_0 : 吹出し速度 (m/s)

表6.1 床吹出し口の気流特性実験条件

CASE No.	案内羽角度	等温/非等温	風量	Ar数
CASE 1	5°(20°)	等温	50m ³ /h	0
CASE 2	20°(35°)	等温	30m ³ /h	0
CASE 3	20°(35°)	等温	50m ³ /h	0
CASE 4	20°(35°)	等温	70m ³ /h	0
CASE 5	52°(60°)	等温	50m ³ /h	0
CASE 6	20°(35°)	冷風	30m ³ /h	1.74 × 10 ⁻²
CASE 7	20°(35°)	冷風	50m ³ /h	7.83 × 10 ⁻³
CASE 8	20°(35°)	冷風	70m ³ /h	4.39 × 10 ⁻³
CASE 9	20°(35°)	温風	30m ³ /h	1.73 × 10 ⁻²
CASE 10	20°(35°)	温風	50m ³ /h	7.28 × 10 ⁻²
CASE 11	20°(35°)	温風	70m ³ /h	5.37 × 10 ⁻³

案内羽角度欄の()内は、吹出し角度

6. 2. 4 実験結果と考察

(1) 等温吹出し

風量が一定で、等温吹出しの場合の、案内羽角度による気流速度プロフィールを図6. 4に示す。案内羽角度の傾きが大きくなると気流の到達高さは低くなる。

図6. 5に、案内羽角度の違いによる吹出し気流の中心軸速度の減衰を示す。図の横軸は吹出し口からの高さ (Z) を吹出し口の相当直径 ($d_0=108$ mm) で無次元化したものを、縦軸は中心軸速度 (V_c) を吹出し速度 (V_0) で無次元化したものを示している。図6. 5は案内羽角度が大きい程、中心軸の速度減衰が早いことを示している。図中の直線は、参考として三次元非旋回流に関する計算値を示しており、 K は吹出しスロ一定数を表わしている。旋回流と非旋回流の中心軸方向の速度勾配を同一とみなせるとすると、案内羽角度が 52° (吹出し角度 60°) のときスロ一定数 K は約1、 20° (同 35°) のとき K は1~2程度にそれぞれ相当するといえる。

図6. 6は、吹出し気流の周辺気流の誘引 (エントレイメント) 効果を示したものである。図6. 6の横軸は図6. 5と同様に無次元化された吹出し口からの高さを、縦軸は吹出し風量 (Q_0) に対する誘引後の風量 (Q_z) を無次元化して示している。吹出し角度が大きい程、誘引効果は大きいことを示している。

これらの結果より、案内羽角度は 20° (吹出し角度 35°) の場合が、吹出し気流の到達高さ (風速が 0.1m/s 以上になる高さ範囲) と広がり角度 (風速が 0.1m/s 以上になる横方向の広がり範囲) の点から空調に用いるのに最適であると判断した。従って、以降の検討は案内羽角度 20° の条件でおこなう。

次に案内羽角度 20° (吹出し角度 35°) 一定として、等温吹出しのときに吹出し風量を変えた場合の中心軸速度の減衰を図6. 7に示す。風量が大きくなると、速度減衰の割合は小さくなる。また相当するスロ一定数 K は大きくなる。

図6. 8に、風量の違いによる誘引量の比較を示す。案内羽角度を 20° (吹出し角度 35°) 一定として、等温吹出しのときに、吹出し風量を変えた場合風量が大きくなると、速度減衰の割合が小さくなり、同じ高さにおける誘引量が小さくなる。

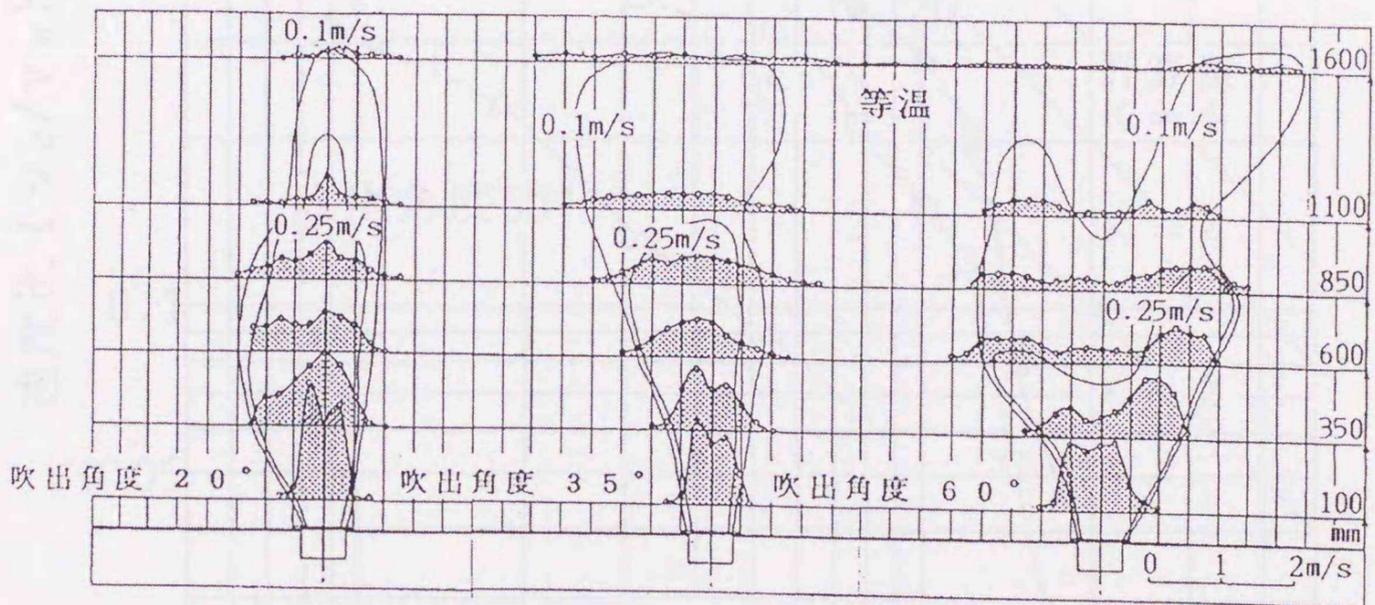


図6.4 吹き出し気流の速度プロフィール(案内羽角度による違い: 等温吹き出し)

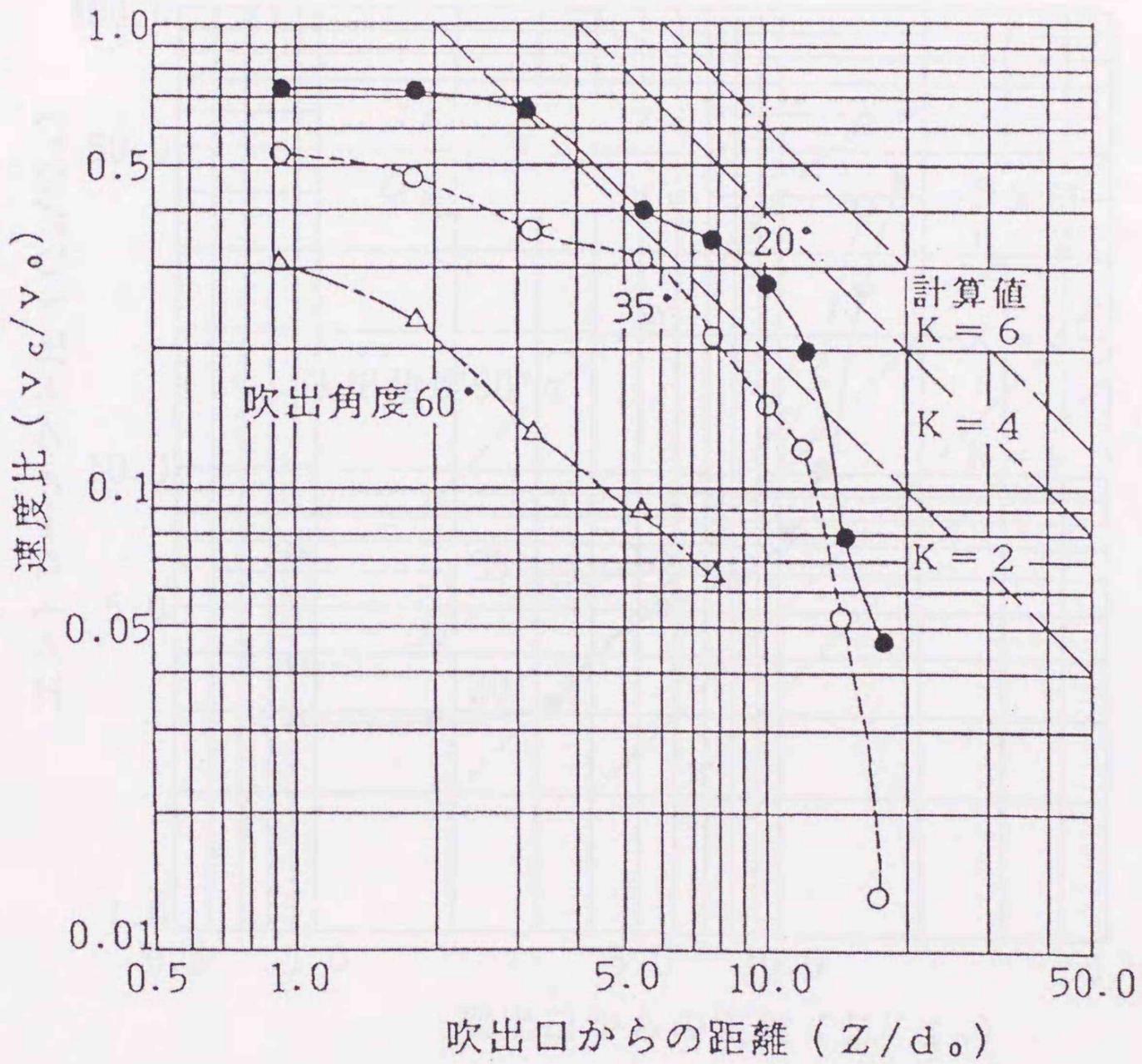


図6.5 吹出し角度の違いによる中心軸速度の減衰(等温吹出し)

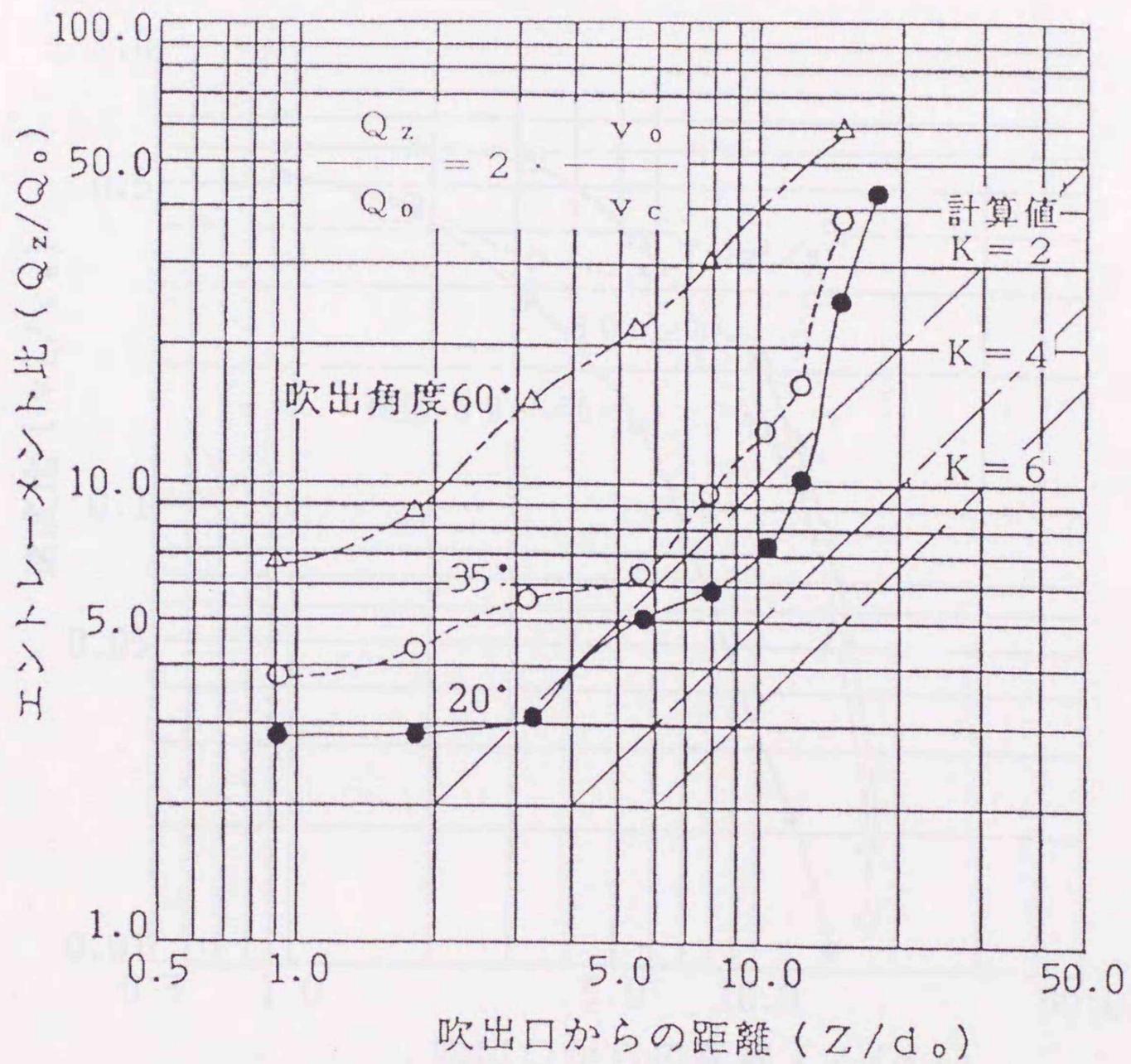


図6.6 吹出し角度の違いによるエントレイメント比(等温吹出し)

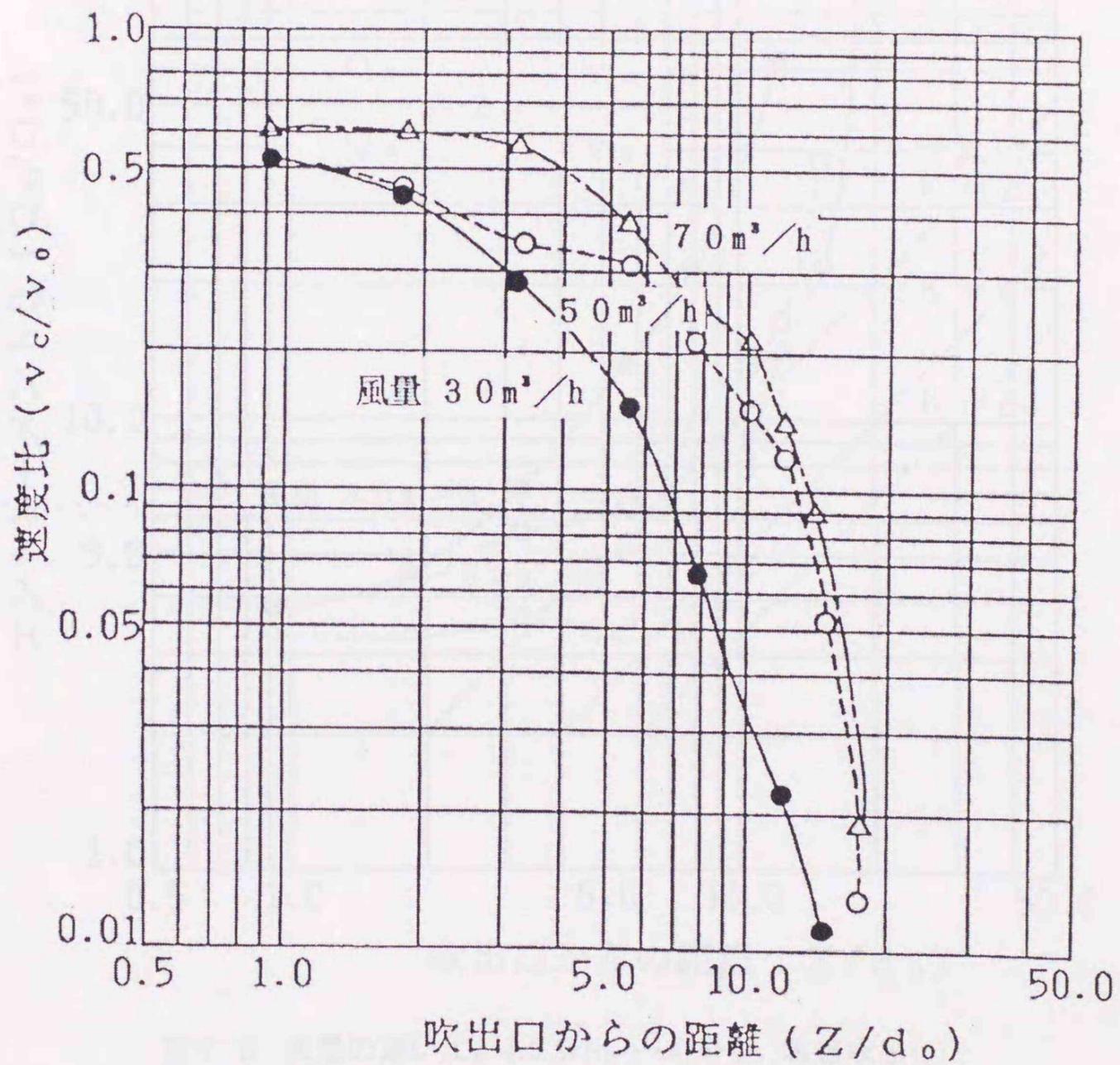


図6.7 風量の違いによる中心軸速度の減衰(等温吹出し)

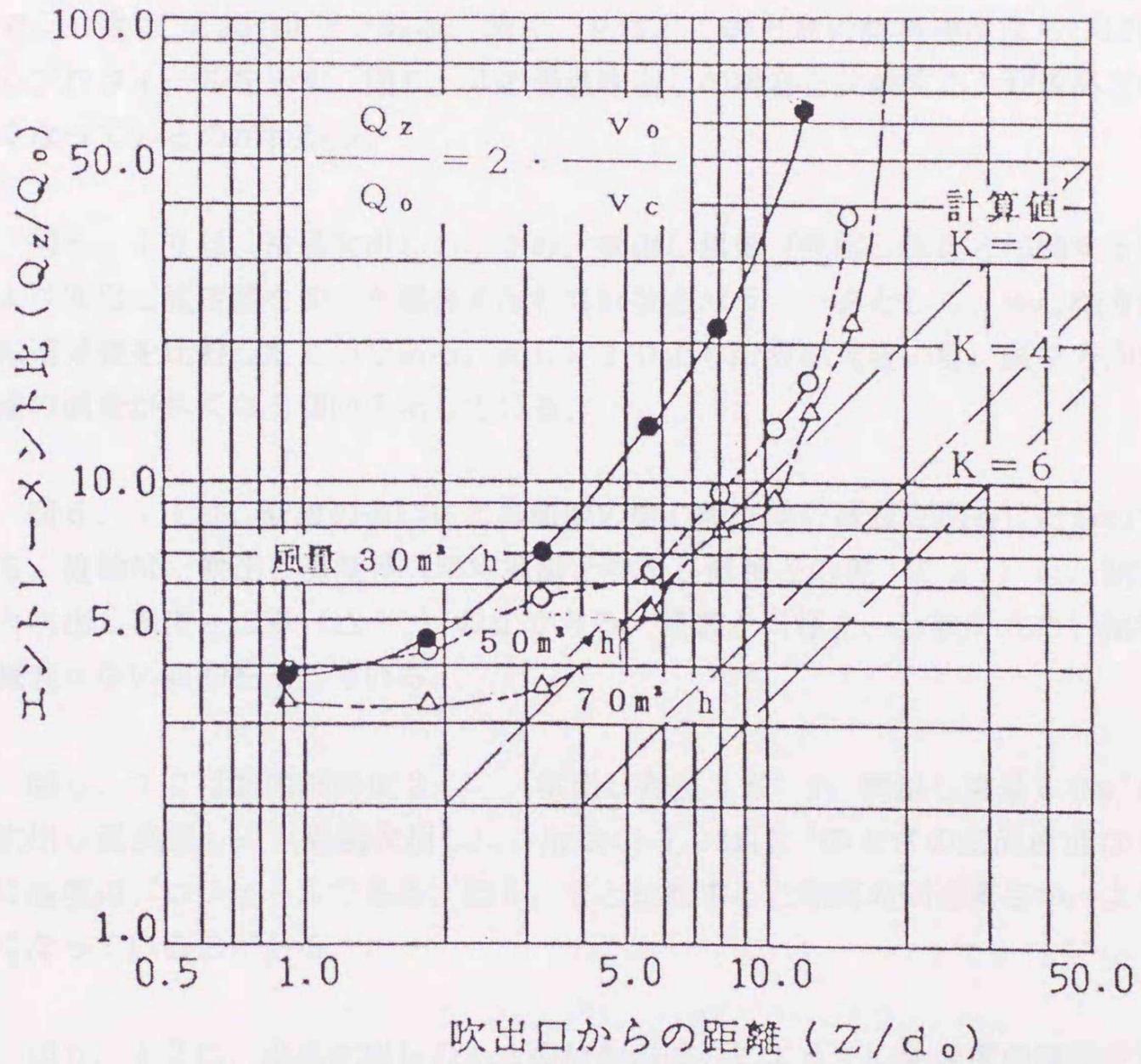


図6.8 風量の違いによるエントレメント比(等温吹出し)

(2) 非等温吹出し

冷房を想定した、冷風吹出しの場合の吹出し気流特性を吹出し風量 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ 、案内羽角度 20° (吹出し角度 35°) の場合で示す。居住域 (執務者の居住範囲における床上 2 m 程度の高さまでの領域) と吹出し気流との平均温度差が 5.2°C で、Ar 数は 7.83×10^{-3} である。図 6. 9 は、このときの気流速度ならびに温度のプロフィールを示す。図 6. 4 の等温吹出しの場合と比較すると到達高さが低くなっているのがわかる。

図 6. 10 は、冷風吹出しのときの、吹出し風量 (吹出し風速と相関する) および吹出し温度差を変えた場合すなわち Ar 数をパラメータとして、中心軸方向の風速減衰を比較したものである。図 6. 10 より Ar 数が大きい程、高さ方向の風速の減衰が早くなる傾向を示している。

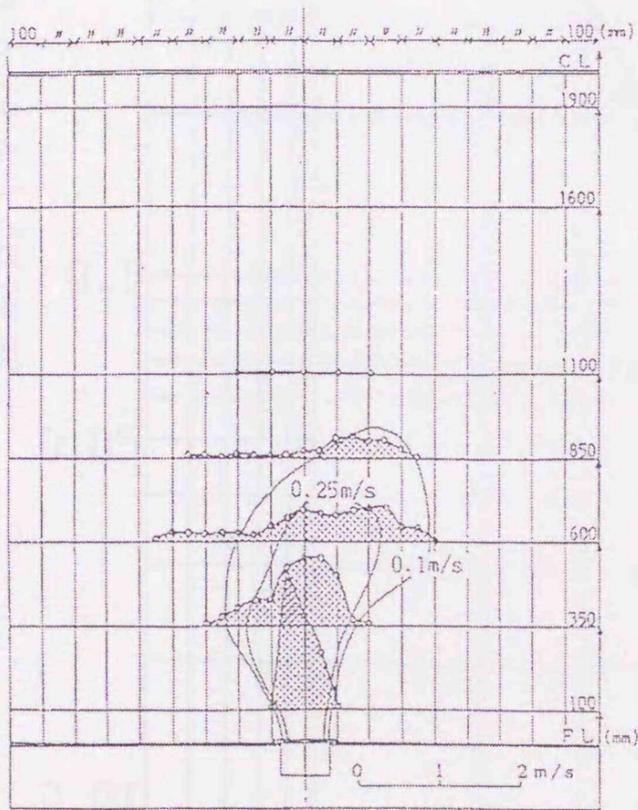
図 6. 11 は、Ar 数の違いによる温度の中心軸方向の減衰を比較したものである。縦軸は、吹出し温度差 (平均室温と吹出し温度との差: Δt_o) と、測定点と吹出し温度との差 (Δt_c) の比である。風速と同様に、Ar 数が大きい程温度減衰が早い傾向を示している。

図 6. 12 は案内羽角度 20° (吹出し角度 35°)、吹出し風量 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ で吹出し温度差 4.9°C (温風吹出し)、Ar 数が 7.28×10^{-3} のときの気流速度ならびに温度のプロフィールである。図 6. 9 と比較すると気流の到達高さが、より高くなっているのがわかる。

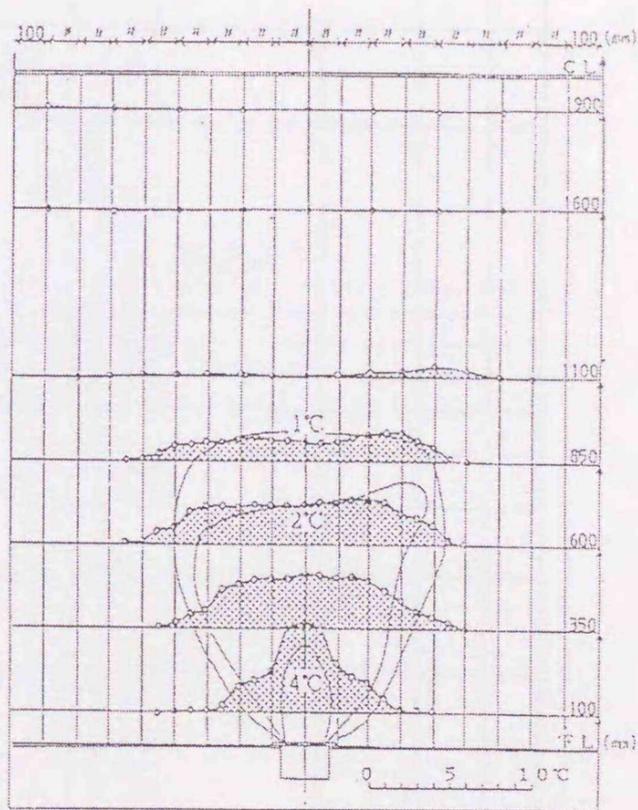
図 6. 13 は、温風吹出しのときの Ar 数の違いによる中心軸速度の減衰を比較したものである。冷風吹出しの場合と比較すると、Ar 数の違いによる差異はあまりなくほぼ同等である。

図 6. 14 は、Ar 数の違いによる温度減衰を比較したものである。気流速度と同様にあまり顕著な差異はない。

図 6. 15 は、案内羽角度 20° (吹出し角度が 35°)、吹出し風量 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ で等温吹出し、冷風吹出し (Ar 数 $=7.83 \times 10^{-3}$)、温風吹出し (Ar 数 $=7.28 \times 10^{-3}$) について中心軸速度の減衰を比較したものである。冷風吹出しの場合は、高さが増すにつれて速度減衰が大きいことがわかる。



速度分布



温度分布

図6.9 吹出し気流の速度プロフィールおよび温度プロフィール(冷風吹出し、温度プロフィールは測定点と平均室温との温度差を表している)

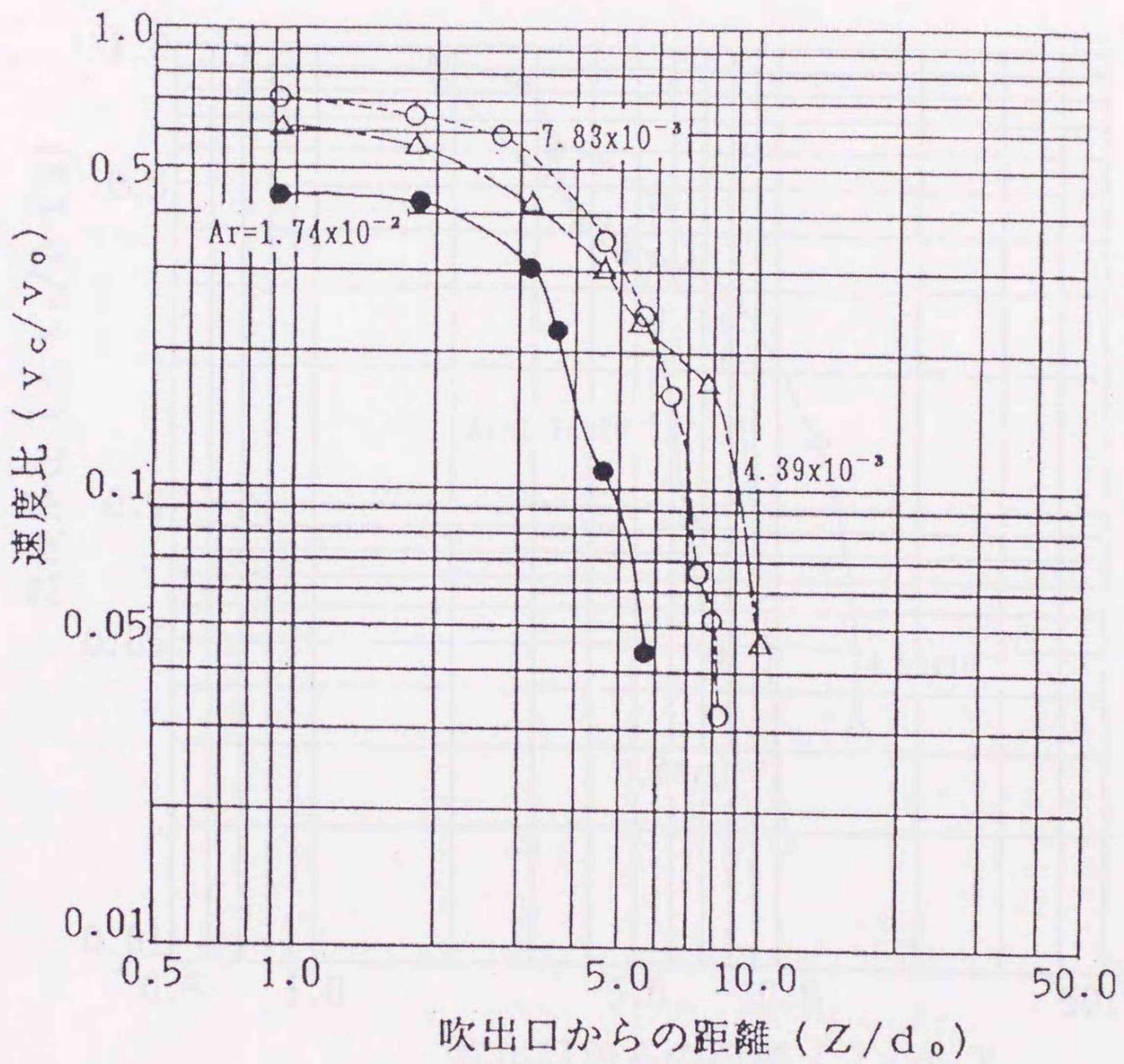


図6. 10 Ar 数の違いによる中心軸速度の減衰(冷風吹出し)

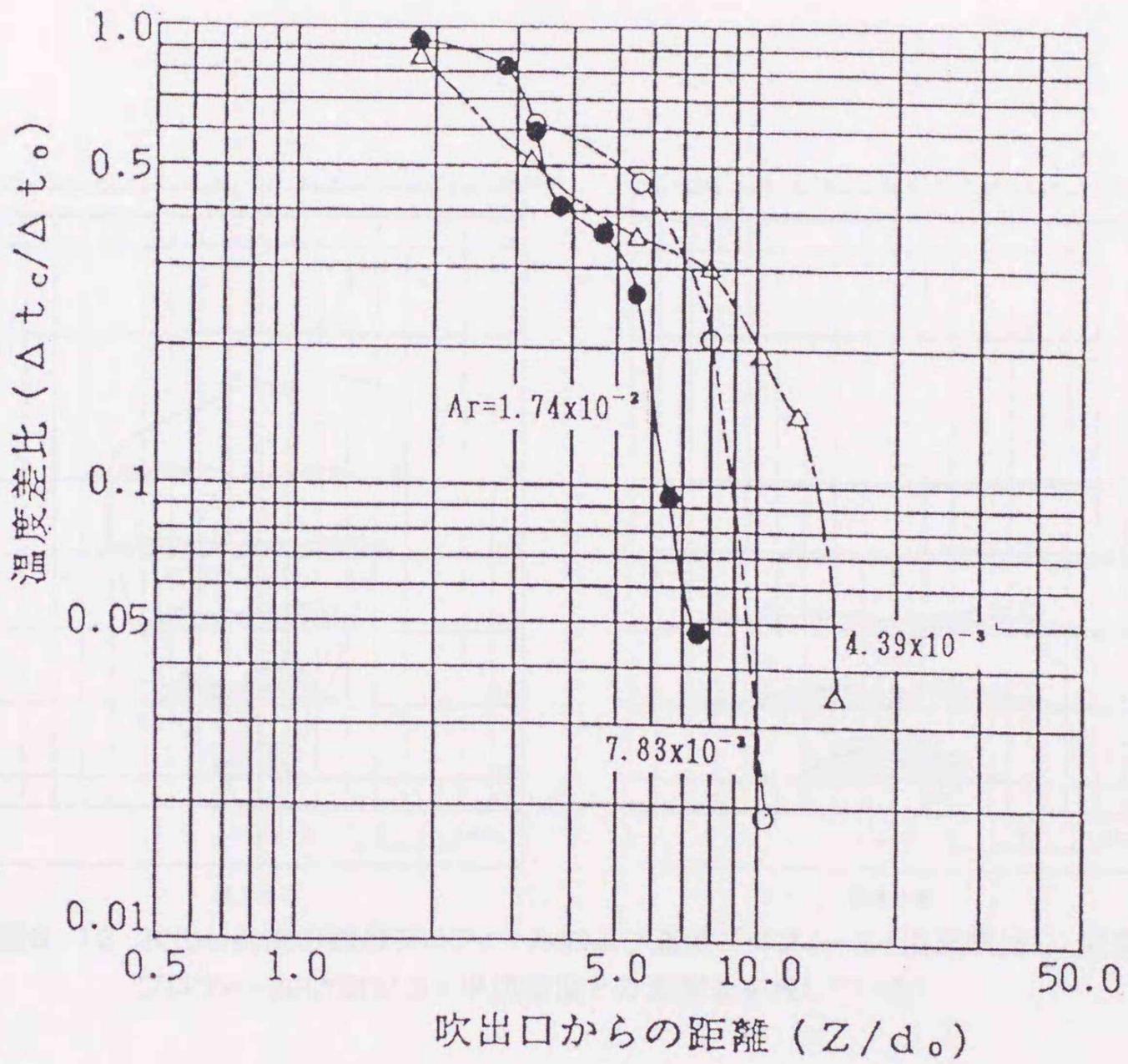
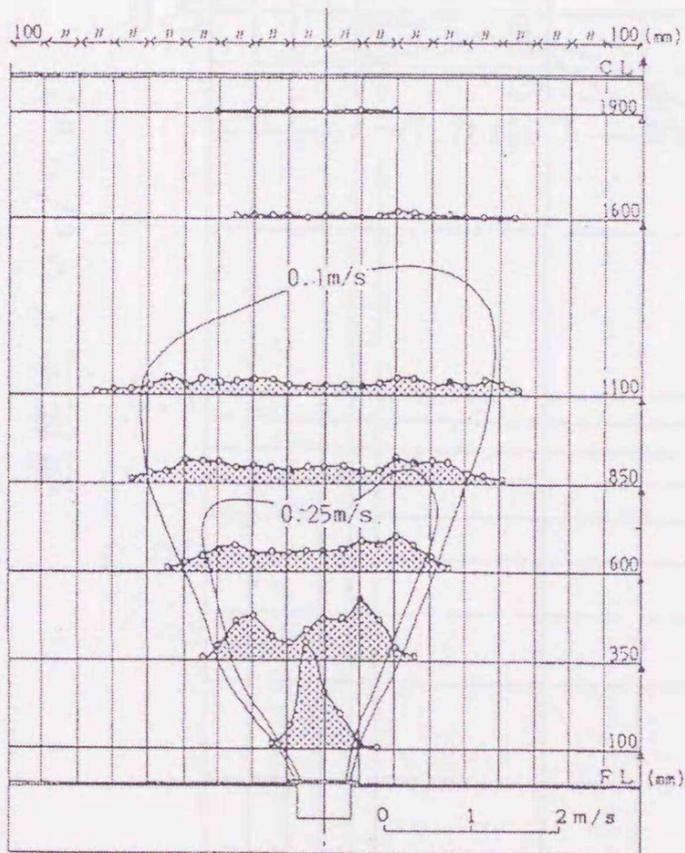
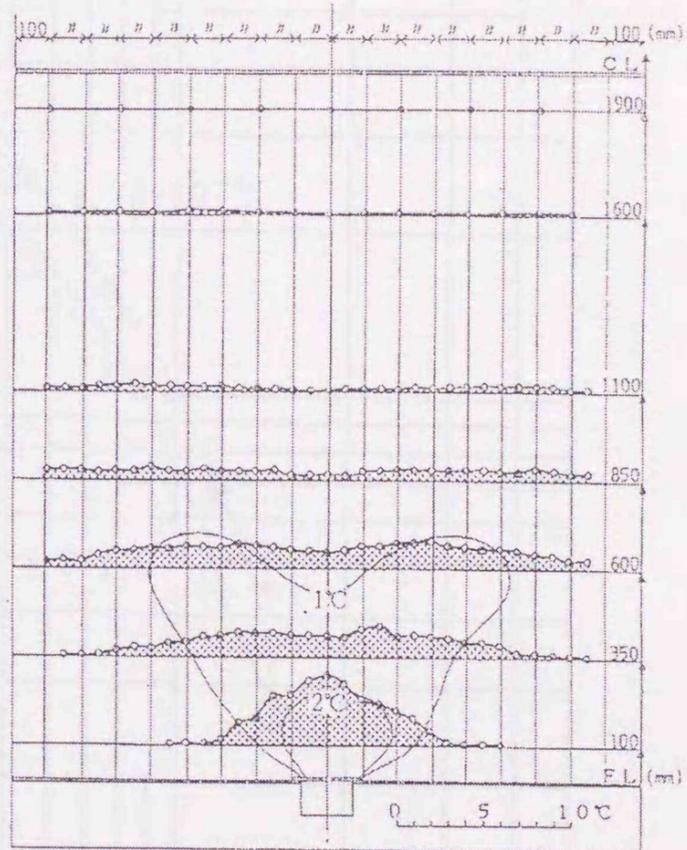


図6. 11 Ar 数の違いによる中心軸温度差比の減衰(冷風吹出し)



速度分布



温度分布

図6. 12 吹出し気流の速度プロフィールおよび温度プロフィール(温風吹出し、温度プロフィールは測定点と平均室温との温度差を表している)

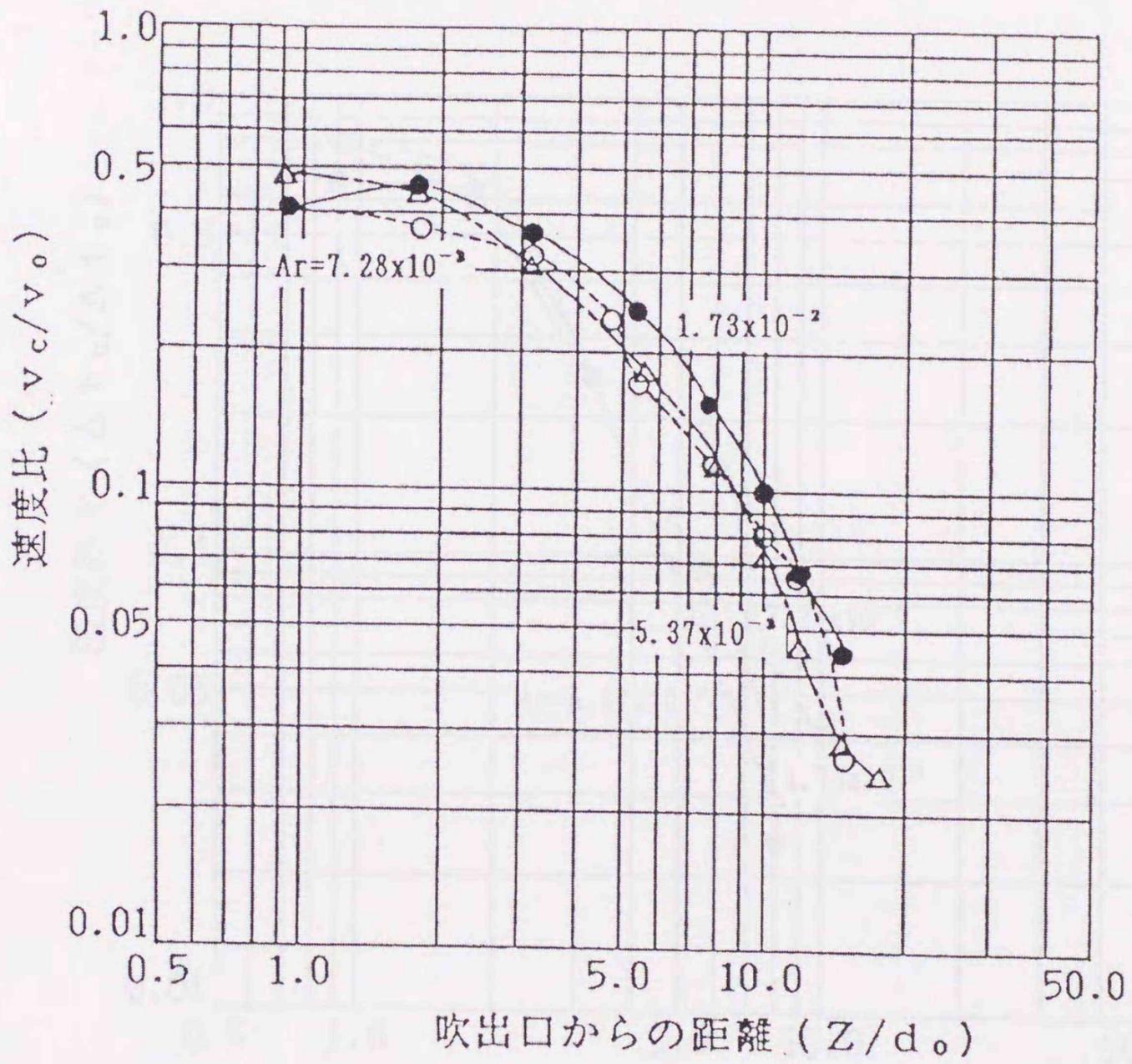


図6.13 Ar数の違いによる中心軸速度の減衰(温風吹出し)

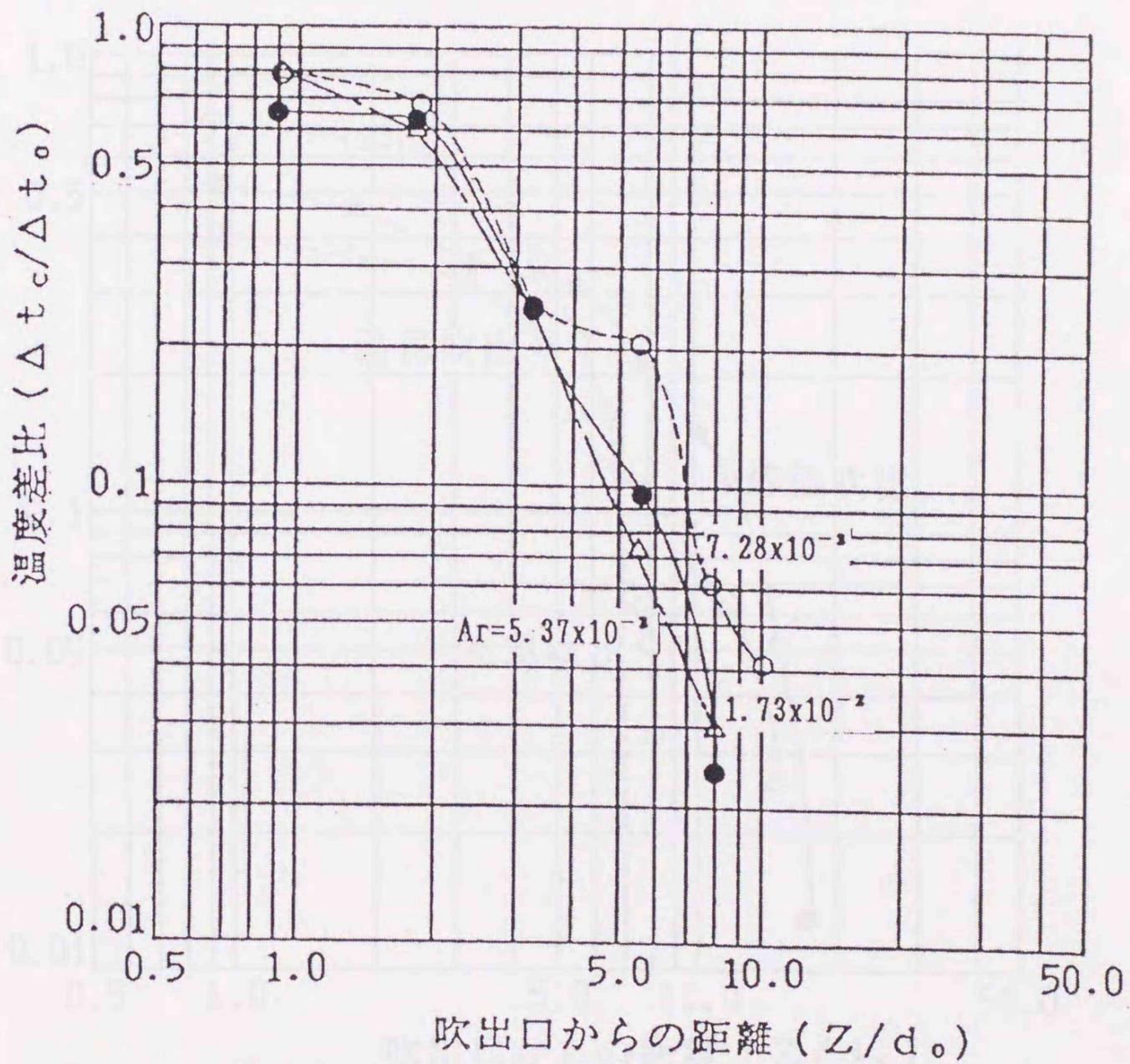


図6. 14 Ar数の違いによる中心軸温度差比の減衰(温風吹出し)

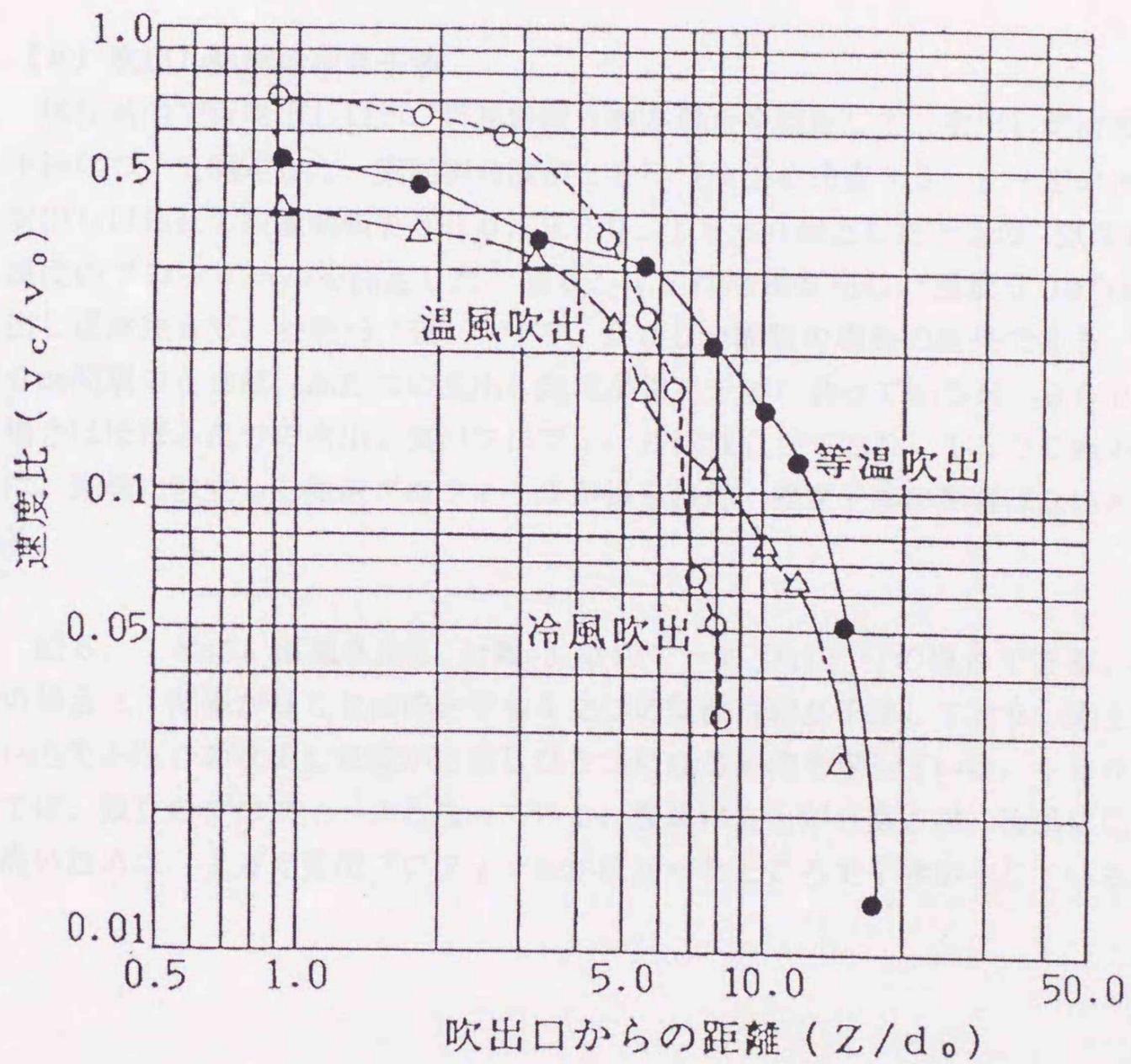


図6. 15 等温、冷風、温風吹出しの違いによる中心軸速度の減衰

(3) 既存吹出し口との比較

既存の床吹出し口との中心軸速度の減衰についての比較を、図6.16に示す。①は今回の試作吹出し口（案内羽角度 20° 、風量 $50\text{m}^3/\text{h}$ で等温吹出しの場合）である。④、⑤は非旋回流タイプ、②、③は旋回流タイプである。今回の試作吹出し口は、既存の旋回流タイプ、非旋回流タイプの中間的な位置づけにある。

(4) 吹出し気流の相互干渉

居住域内で床吹出し口が、近接設置される場合を想定して、吹出し気流の相互干渉について測定した。案内羽角度が 20° （吹出し角度 35° ）一定のとき、吹出し口相互の設置間隔を 600 、 900 、 1500mm としたときの、気流速度、温度のプロフィールを測定した。図6.17は冷風吹出し（風量 $50\text{m}^3/\text{h}$ 、吹出し温度差 6°C 、 Ar 数 $=9.11\times 10^{-3}$ ）で、 600mm 間隔の場合の結果である。 600mm 間隔のときは、ふたつの吹出し気流が相互干渉し合っているが、 900mm の場合はほぼふたつの吹出し気流プロフィールは独立しており、 1500mm の場合は、完全に独立した気流プロフィールが得られた、相互干渉の影響はないといえる。

図6.18は、温風吹出し（ Ar 数 $=9.8\times 10^{-3}\sim 1.13\times 10^{-2}$ ）の場合である。温風の場合は、間隔が 900mm のときもふたつの気流は相互干渉しており、床上 1m 付近でふたつの吹出し気流が合流しひとつになる傾向を示している。 1500mm では、独立のプロフィールとなっている。温風は立上がり高さが、冷風に比べて高いために、上方で気流プロフィールが広がったところで干渉が生じている。

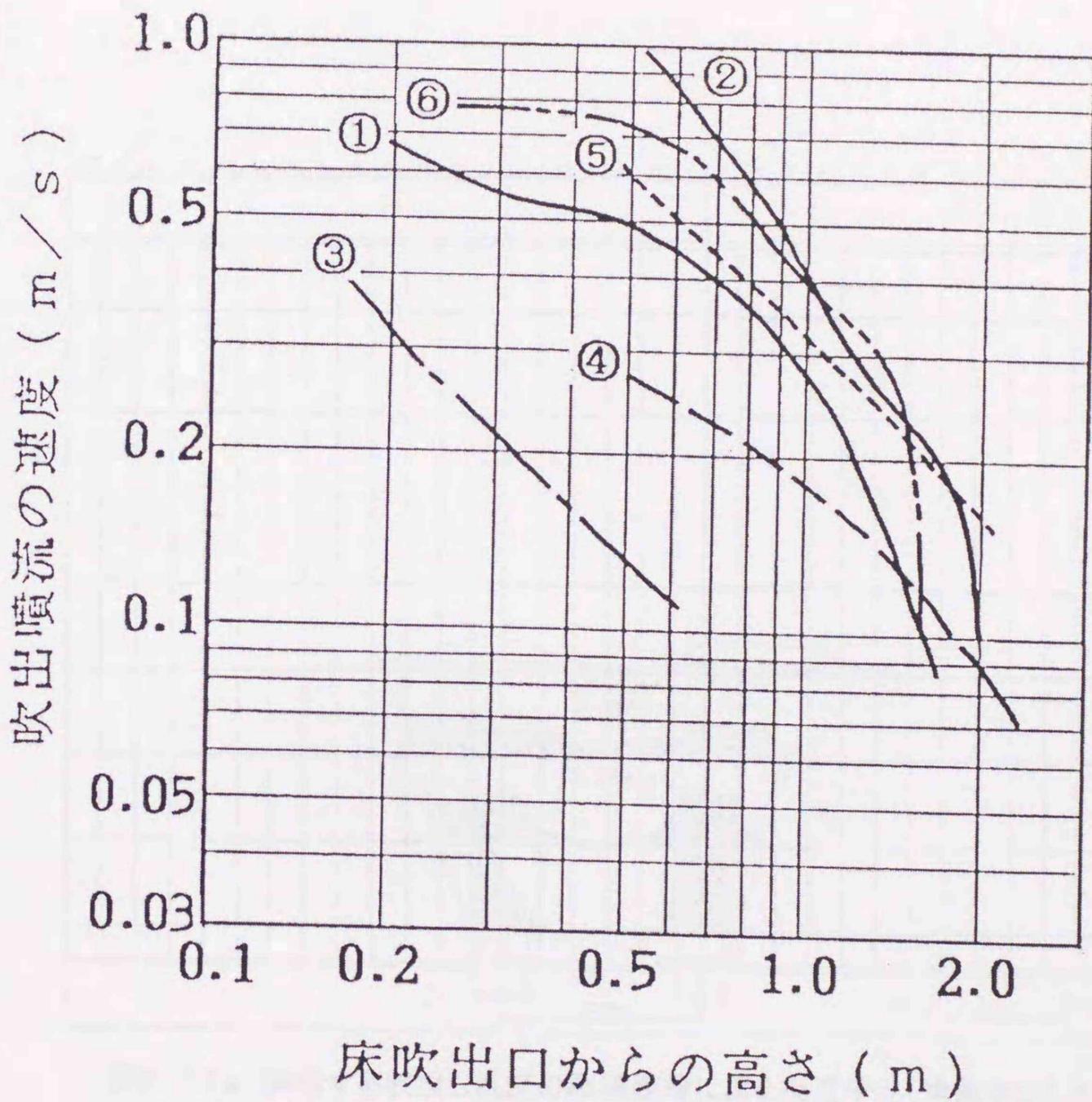


図6. 16 各種吹出しの中心軸速度の減衰(等温吹出し)

- ① 今回の試作吹出し口,
- ② 旋回流タイプ, ③ 旋回流タイプ,
- ④ 非旋回流タイプ, ⑤ 非旋回流タイプ

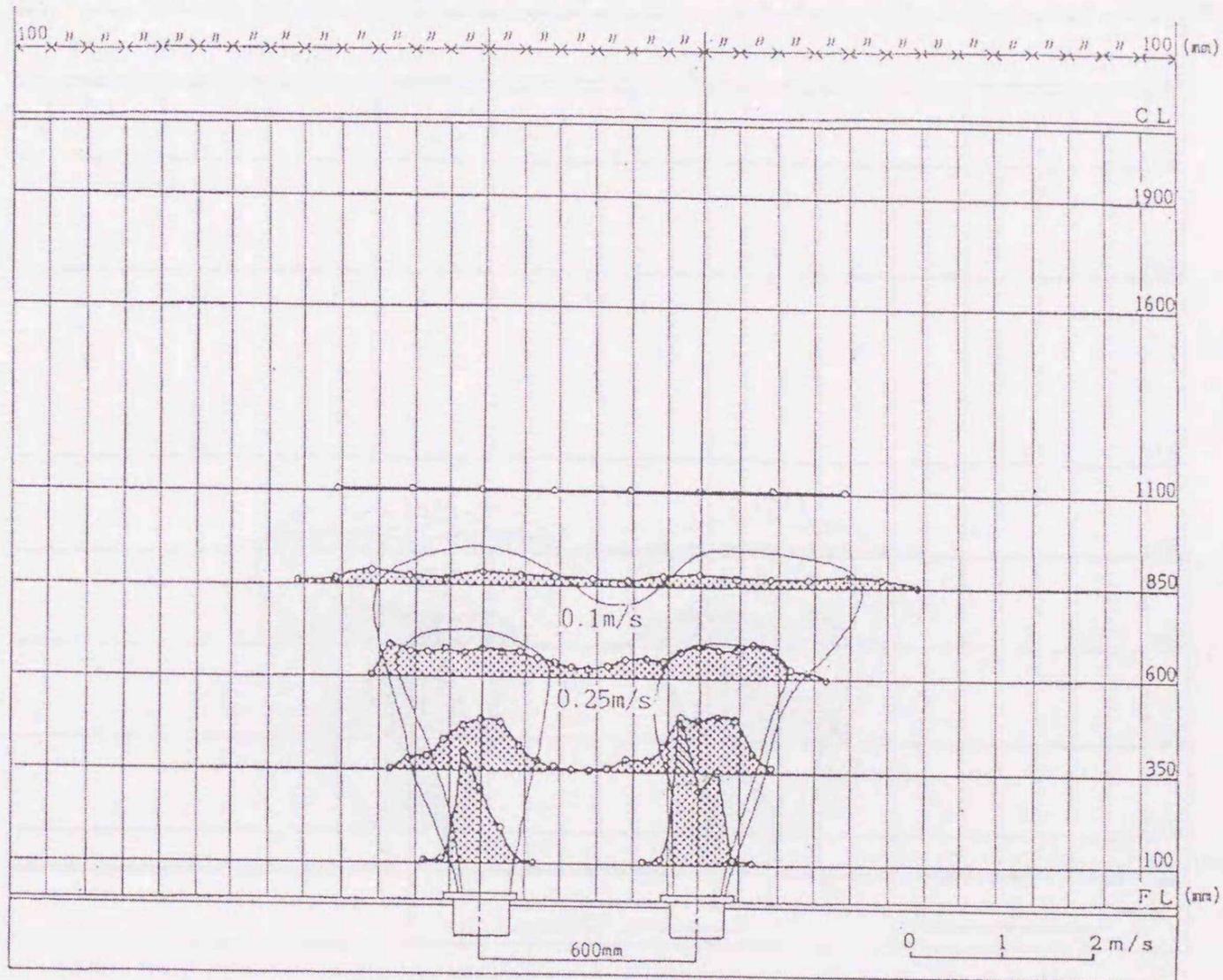


図6. 17a 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(冷風吹出し)

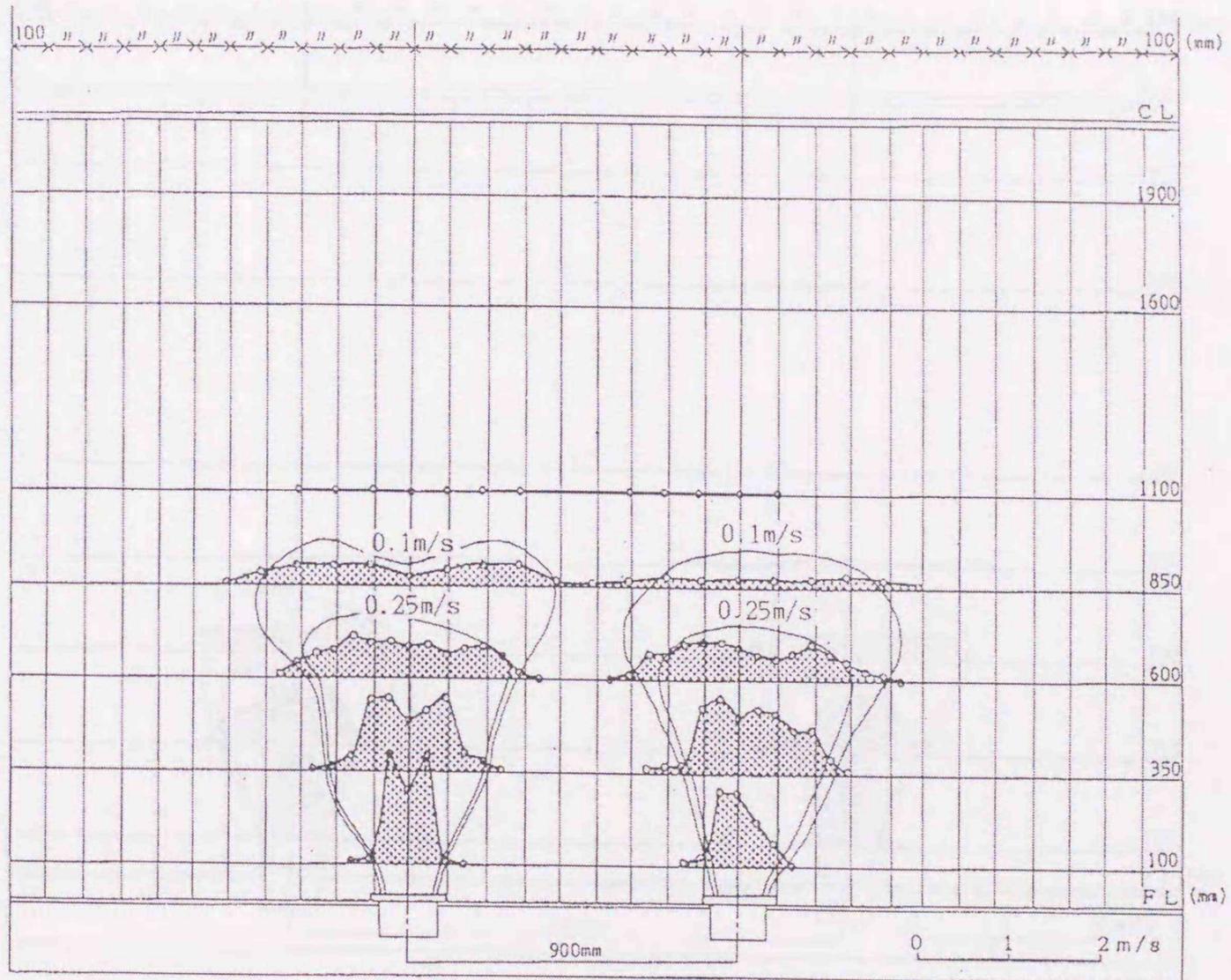


図6. 17b 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(冷風吹出し)

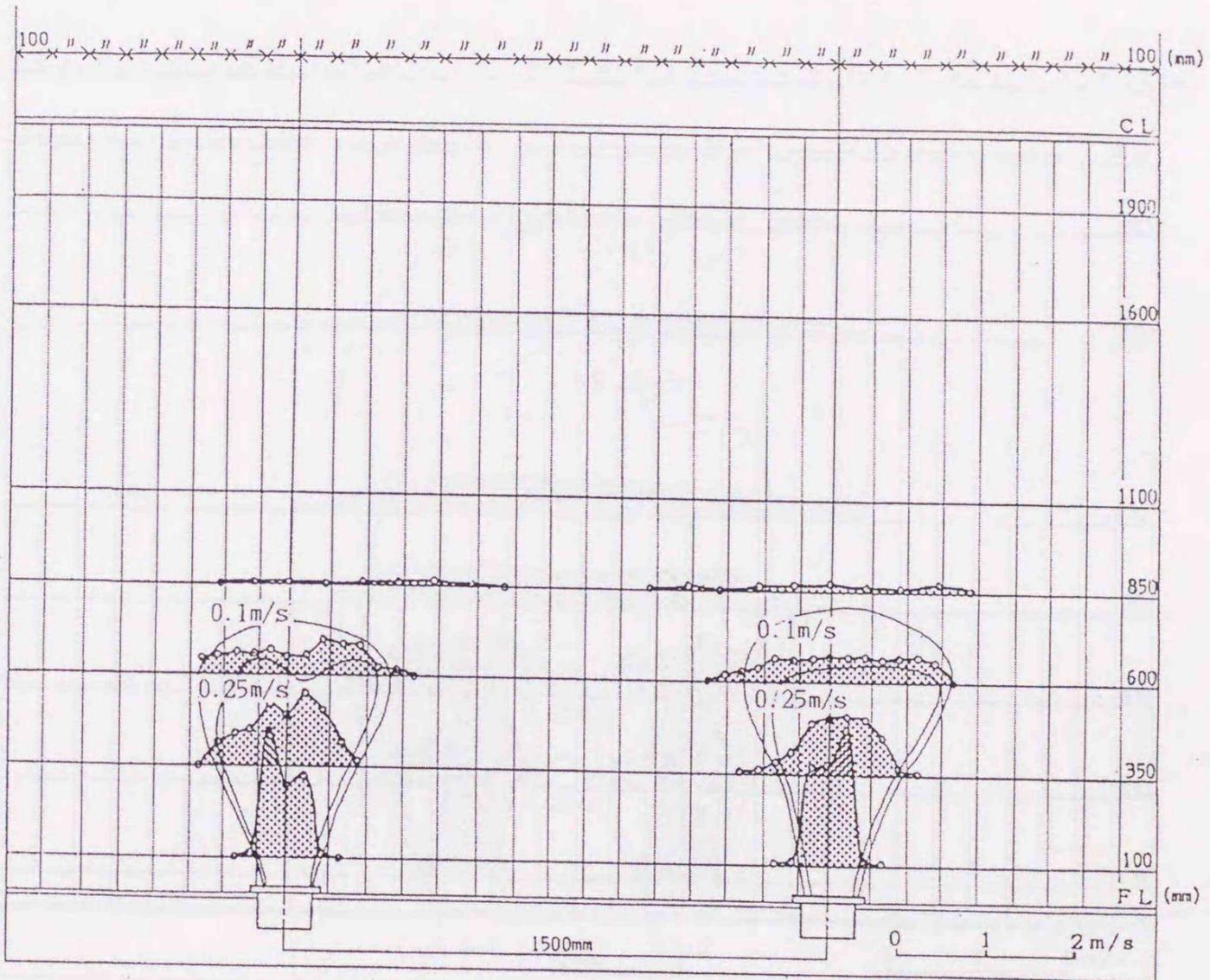


図6. 17c 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(冷風吹出し)

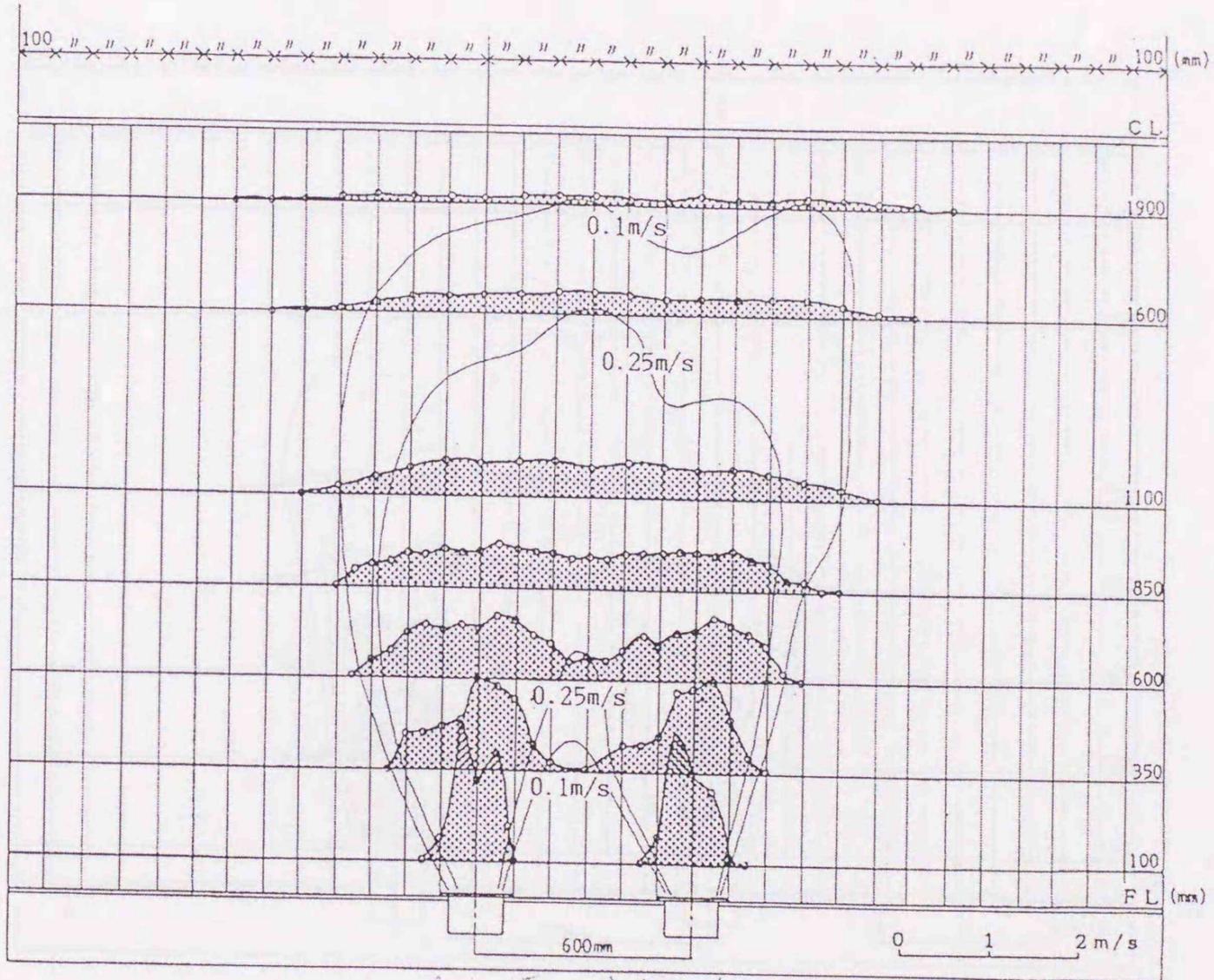


図6. 18a 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(温風吹出し)

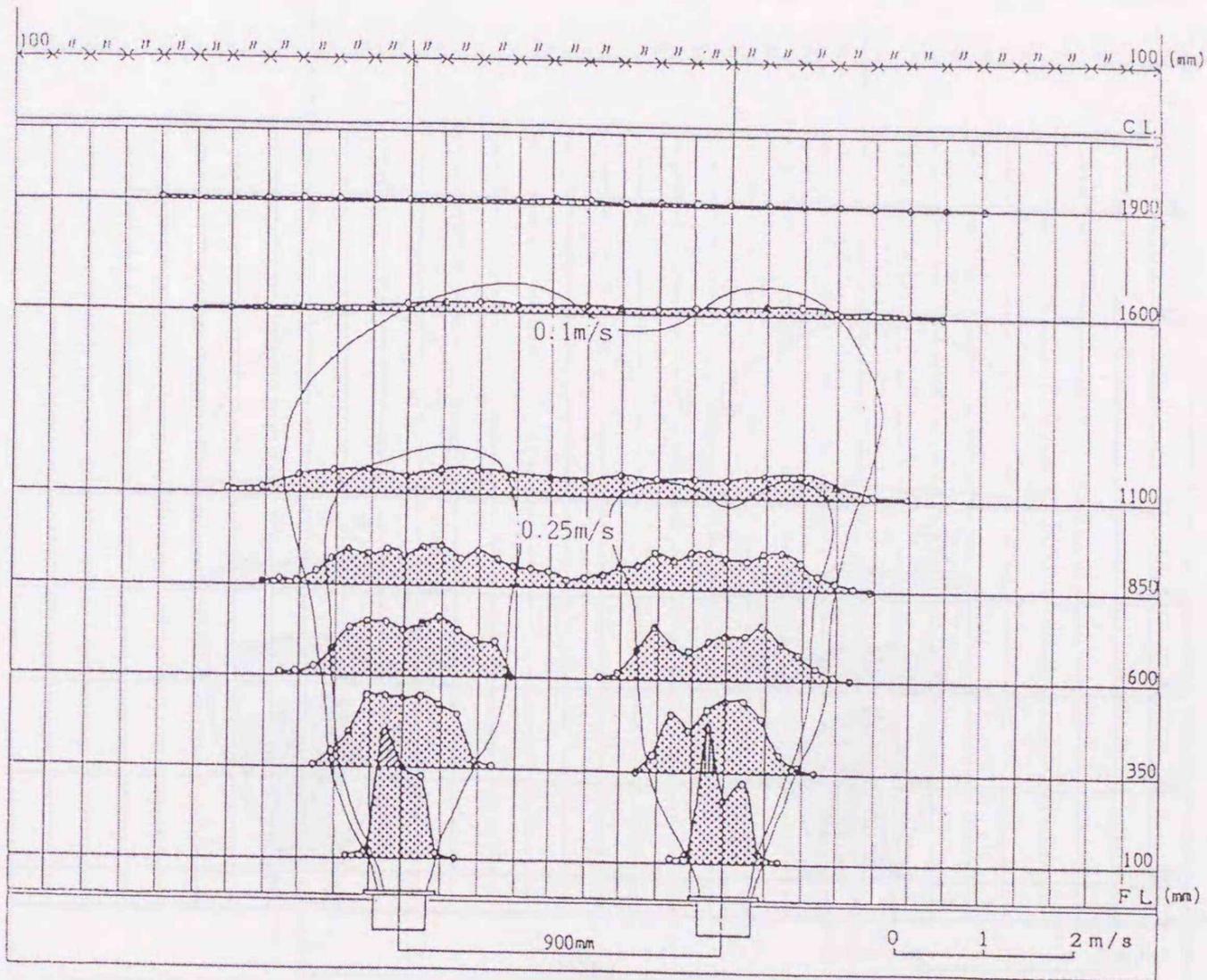


図6. 18b 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(温風吹出し)

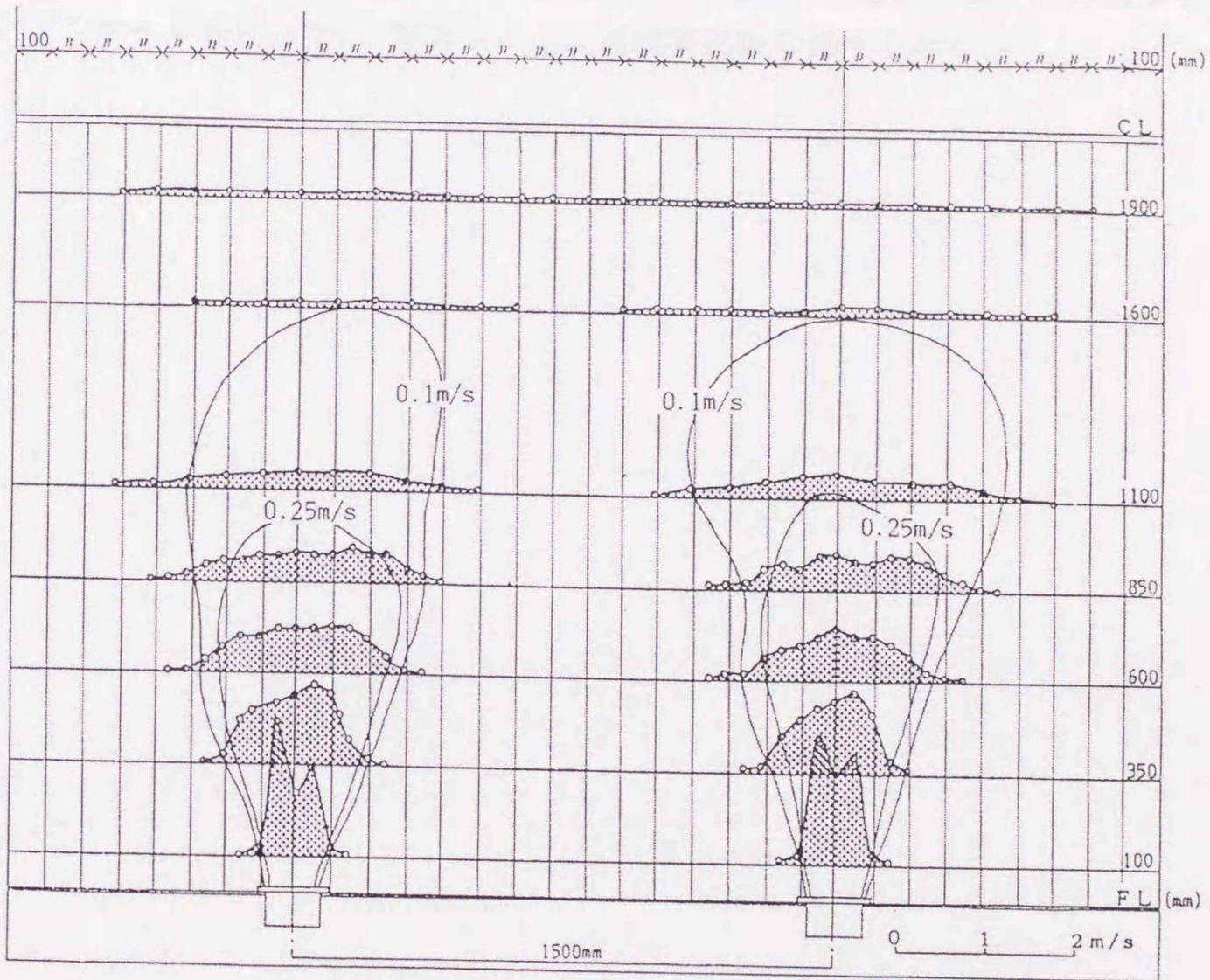
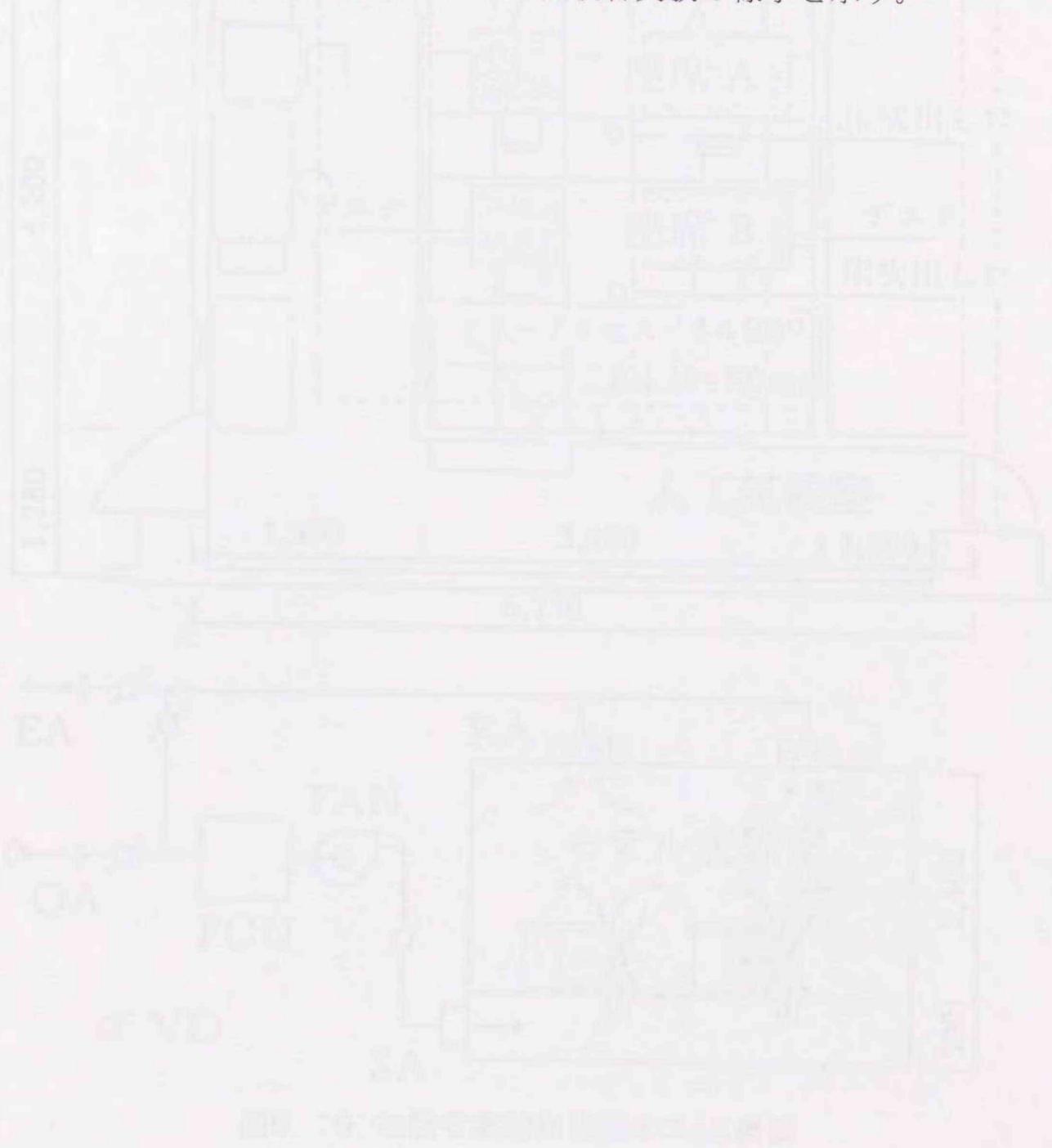


図6. 18c 隣接する吹出し気流の離隔距離による相互干渉(温風吹出し)

6. 3 被験者実験によるアンダーフロア空調システムの居住性能の確認

アンダーフロア空調システムによる居住快適性に関する評価を行うため、今回試作した床吹出し口を用いて実験をおこなった。実験は図6.19に示すように、竹中技術研究所人工気候室内に設置した環境模擬実験室にて実施した。実験室内に被験者を2名同時に在室させ、冷房運転時の温熱的快適性に関する実測ならびにアンケートを行った。写真6.1に被験者実験の様子を示す。



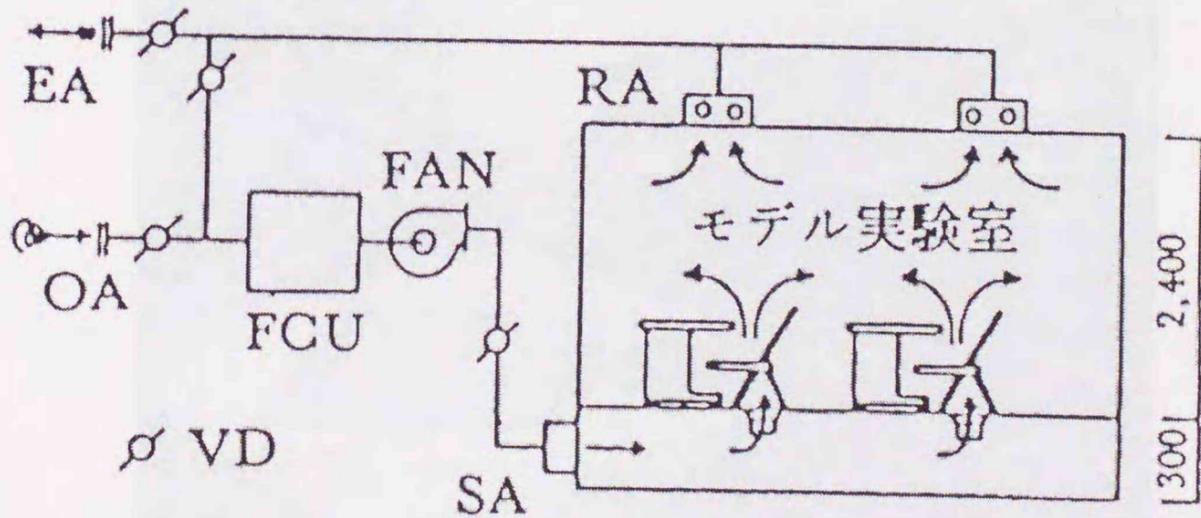
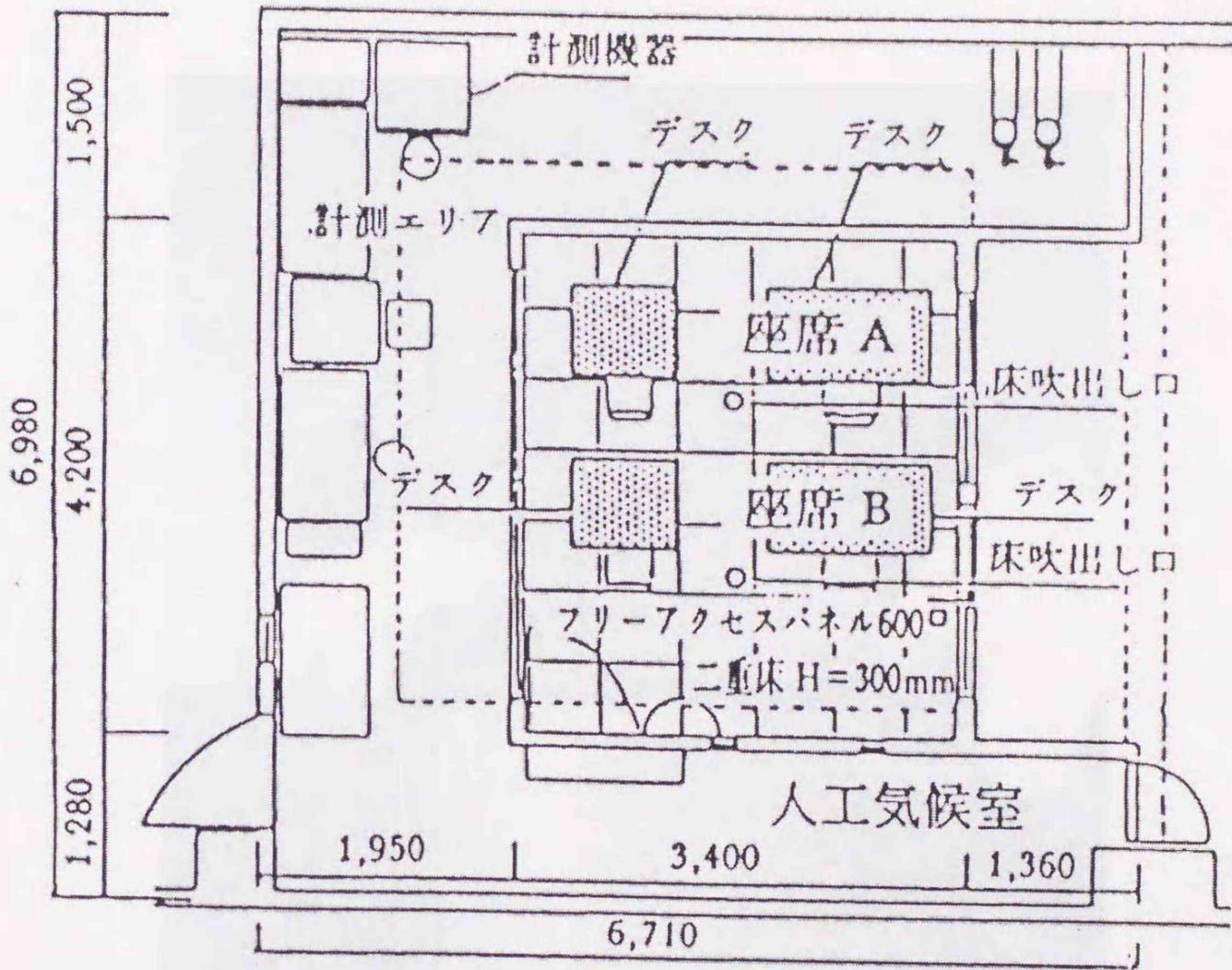


図6. 19 被験者実験用模擬オフィス概要

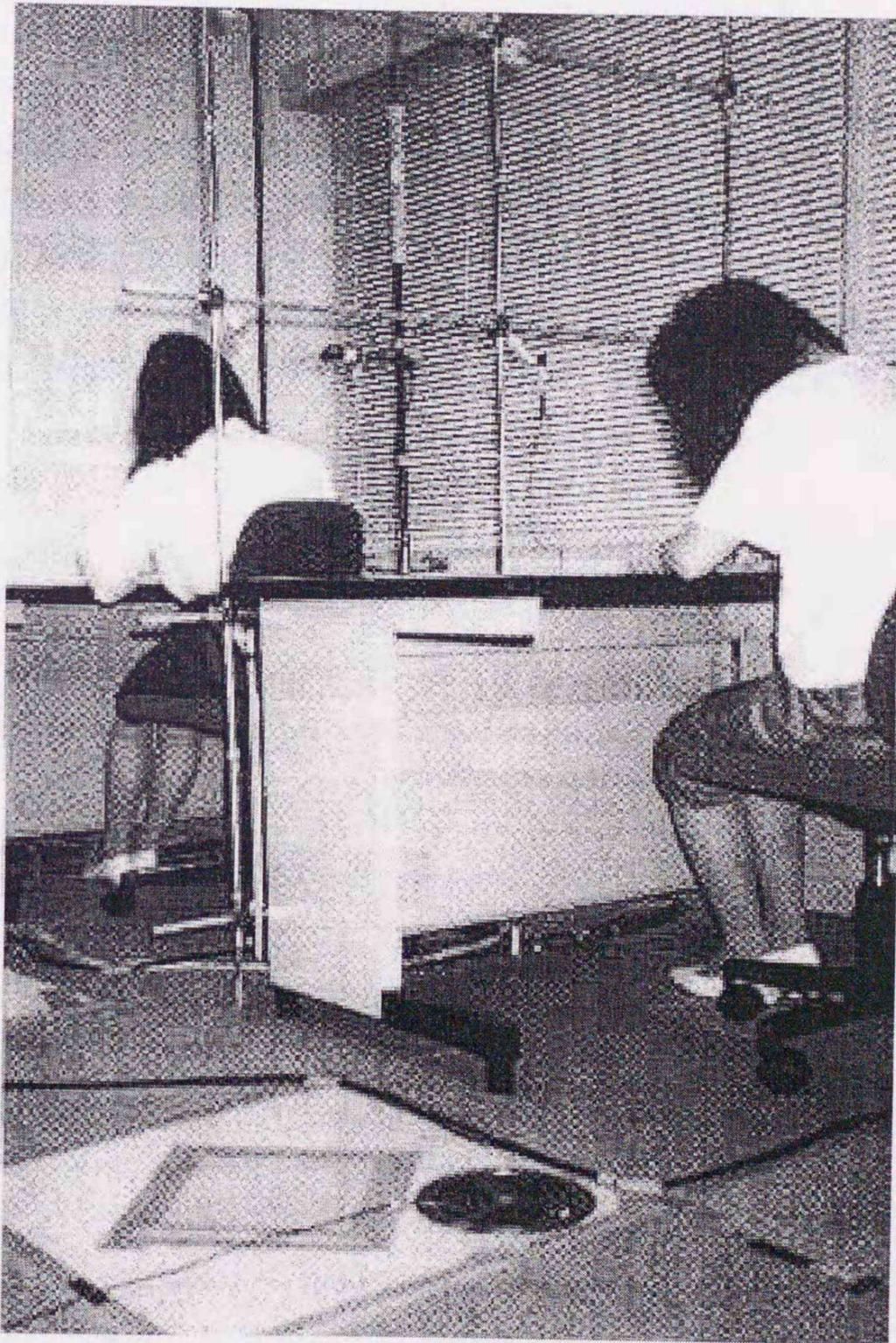


写真6. 1 被験者実験の様子

6. 3. 1 実験条件

実験時の吹出し風量は、一個の吹出し口当たり $70\text{ m}^3/\text{h}$ と $60\text{ m}^3/\text{h}$ とした。また吹出し温度差は、冷風吹出しで 5°C とした。室温設定は、 25°C とした。

6. 3. 2 実験概要

1回の実験は、図6. 20に示すタイムスケジュールに従って、合計2時間行った。被験者には、前半の1時間で温冷感が中立 (Neutral) になるように各自の着衣量を調節させ、後半の1時間で30分づつ着席位置を替えて着席させ、表6. 2に示す温冷感、気流感ならびにドラフト (気流による不快感) に関するアンケートに回答させた。同一の被験者に、連続2日間にわたり実験に参加させ、それぞれ吹出し風量の異なる条件での実験を行った。なお被験者には報酬を支払った。

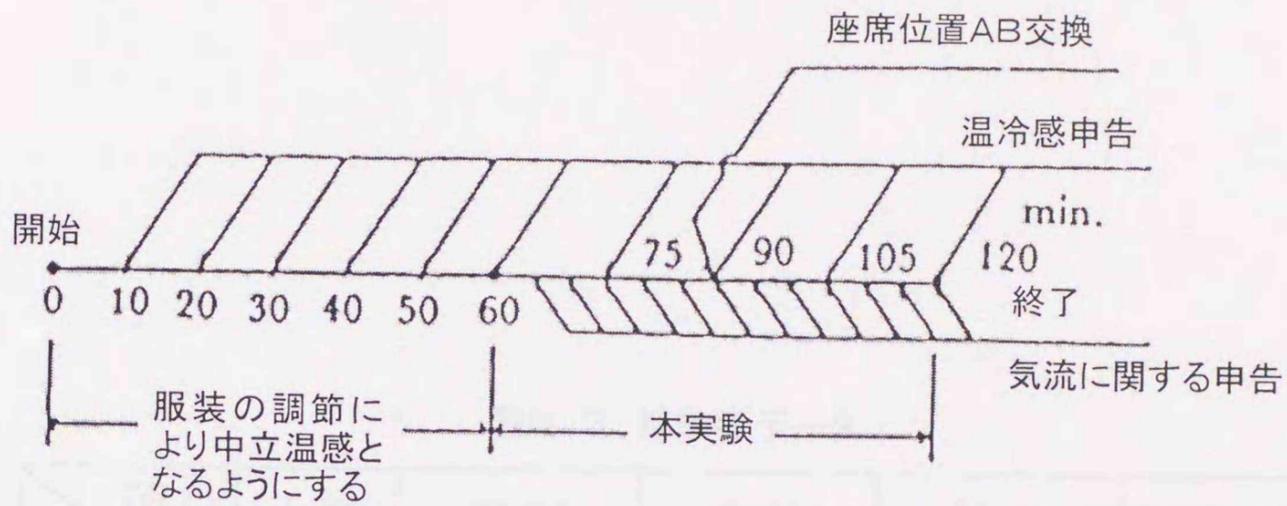


図6. 20 被験者実験のタイムスケジュール

表6. 2 アンケートシート

温冷感について

1. いまあなたは

- | | |
|---------------------------------------|----------|
| <input type="checkbox"/> COLD | 寒い |
| <input type="checkbox"/> COOL | 涼しい |
| <input type="checkbox"/> SLIGHTLYCOOL | やや涼しい |
| <input type="checkbox"/> NEUTRAL | なんともいえない |
| <input type="checkbox"/> SLIGHTLYWARM | やや暖かい |
| <input type="checkbox"/> WARM | 暖かい |
| <input type="checkbox"/> HOT | 暑い |

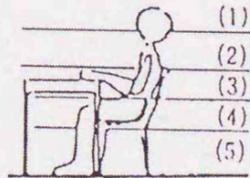
上記左端の横線上に×印でマークしてください

気流感について

1. いまあなたは気流を感じますか？ (いいえ・はい)

2. 1で“はい”と答えた方、その気流は不快ですか？ (いいえ・はい)

- | | |
|---------------|-----|
| (1) 顔 | (1) |
| (2) 首筋, 胸, 上腕 | (2) |
| (3) 手, 背中 | (3) |
| (4) 腰, 腿 | (4) |
| (5) 足 (膝から下) | (5) |



(6) その他 (具体的にお書き下さい)
右上図にその部位をお書き下さい

6. 3. 3 被験者

被験者は、男子10名、女子16名の大学生を中心とした健康な成人26名で表6. 3に示す身体特性を有している。被験者の着衣状態は、半袖夏服で作業量は軽作業（椅座で読書あるいはレポート書き）であった。

表6. 3 被験者データ

項目 性	人数 (人)	年齢 (才)	身長 (cm)	体重 (kg)	体表面積 (m ²)
男性	10	20±2.2*	171±4.9	63±6.9	1.7±0.0
女性	16	22±2.4	157±3.7	50±5.8	1.4±0.1
平均	26	21±2.4	163±7.8	55±8.9	1.5±0.2

* 標準偏差

6. 3. 4 実験結果と考察

(1) 実験時の温熱環境

吹出し気流温度、平均室温、相対湿度は表6. 4 に示すとおりである。また室温分布は、被験者の位置での断面では図6. 21 に示すとおりである。

表6. 4 実験時の室内条件

実験 ケース	吹出し 風量	吹出し 温度	平均 室温	相対 湿度	案内羽 角度
ケース 1	70m ³ /h	20℃	24.5℃	50%	20°
ケース 2	60m ³ /h				

温度分布

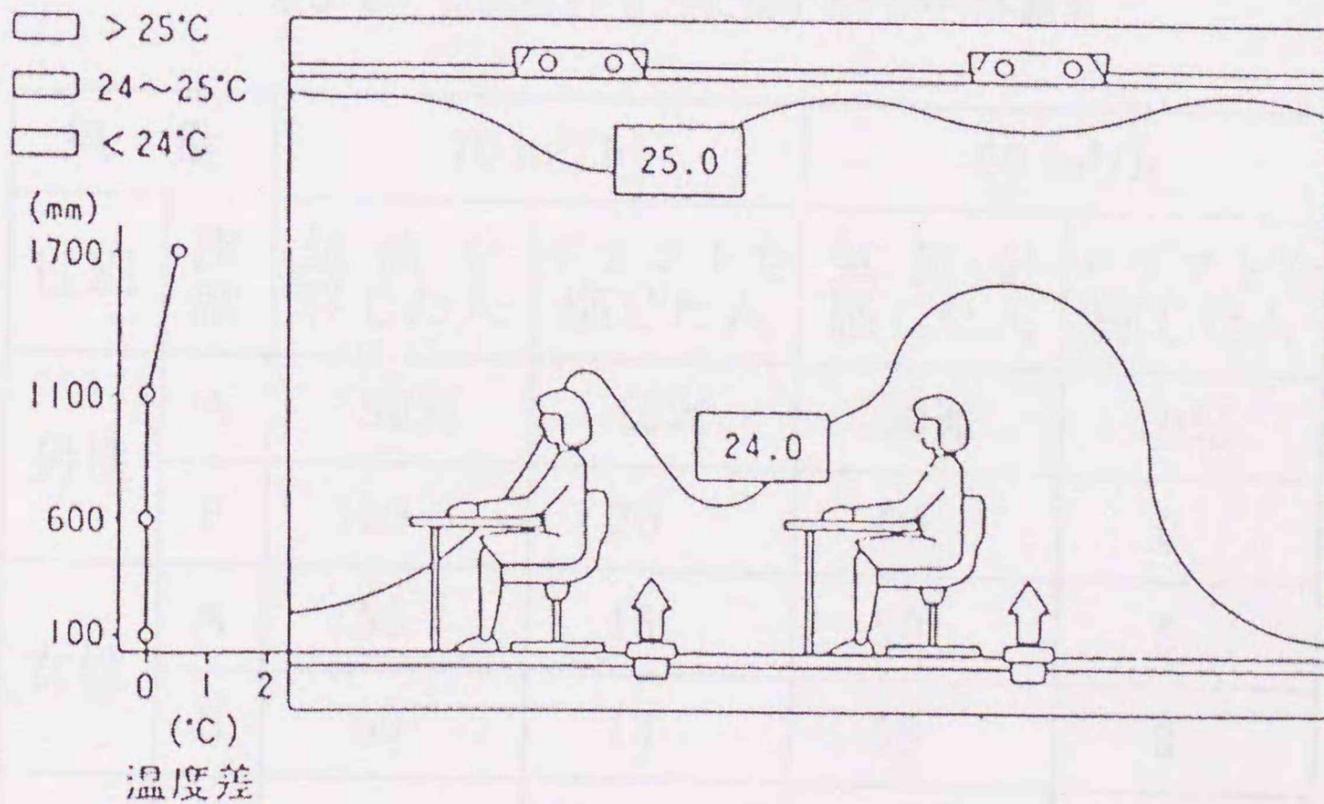


図6. 21 被験者実験時の室温分布(吹出し風量70m³/hのとき)

表6.5 実験時の被験者近傍の乱流強度

性別	風量	
	60m ³ /h	70m ³ /h
男性	37%	32%
女性	36%	28%
合計	37%	30%

(2) 被験者アンケート結果

アンケートは、図6.19におけるひとつの着席位置で30分間に6回(5分毎)行ない、そのうち気流感、ドラフトに関してそれぞれ2回以上“はい”と答えた場合にそれぞれ気流感、ドラフトありとカウントした。

表6.6に被験者によるアンケート結果を示す。吹出し風量が60m³/h、70m³/hいずれの場合も被験者の50%以上が気流を感じているが、それを不快と感じたものは、吹出し風量が60m³/hの場合で5%、70m³/hの場合で15%であった。

表6.6 気流感とドラフトに関するアンケート結果

風量		70 m ³ /h		60 m ³ /h	
性別	座席	気流を感じた人	ドラフトを感じた人	気流を感じた人	ドラフトを感じた人
男性	A	50%	10%	50%	0%
	B	100	20	60	0
女性	A	56	13	50	8
	B	69	13	58	8
合計	A	54	12	50	5
	B	81	15	59	5

なお、ここで実験時の床上1.1mにおける平均風速と乱流強度ならびに室温より、ドラフトチャートに基いて実験時のドラフトによる不快者率の予測を行なった。その結果、ドラフトによる予測不快者率は10%以下であった。

吹出し風量 60 m³/hのとき

平均風速 0.05 m/s、乱流強度 37%、室温 24.5℃

不快者率 (PD) = 0%

吹出し風量 70 m³/hのとき

平均風速 0.1 m/s、乱流強度 30%、室温 24.5℃

不快者率 (PD) = 6.3%

この結果は、被験者実験結果による不快者率よりやや低めの値であったが、風量の違いによる不快者率の傾向は同様であった。

吹出し風量70 m³/hの場合に気流を最も感じているのは、図6.22に示すように首から肩、上腕にかけての部位であった。これは足元等に比べて平均風速が大きく、また机や被験者自身が障害物となり気流の乱れを生成したことによると考えられる。今回の実験では、被験者と床吹出し口との離隔距離は中心距離で80cmであった。

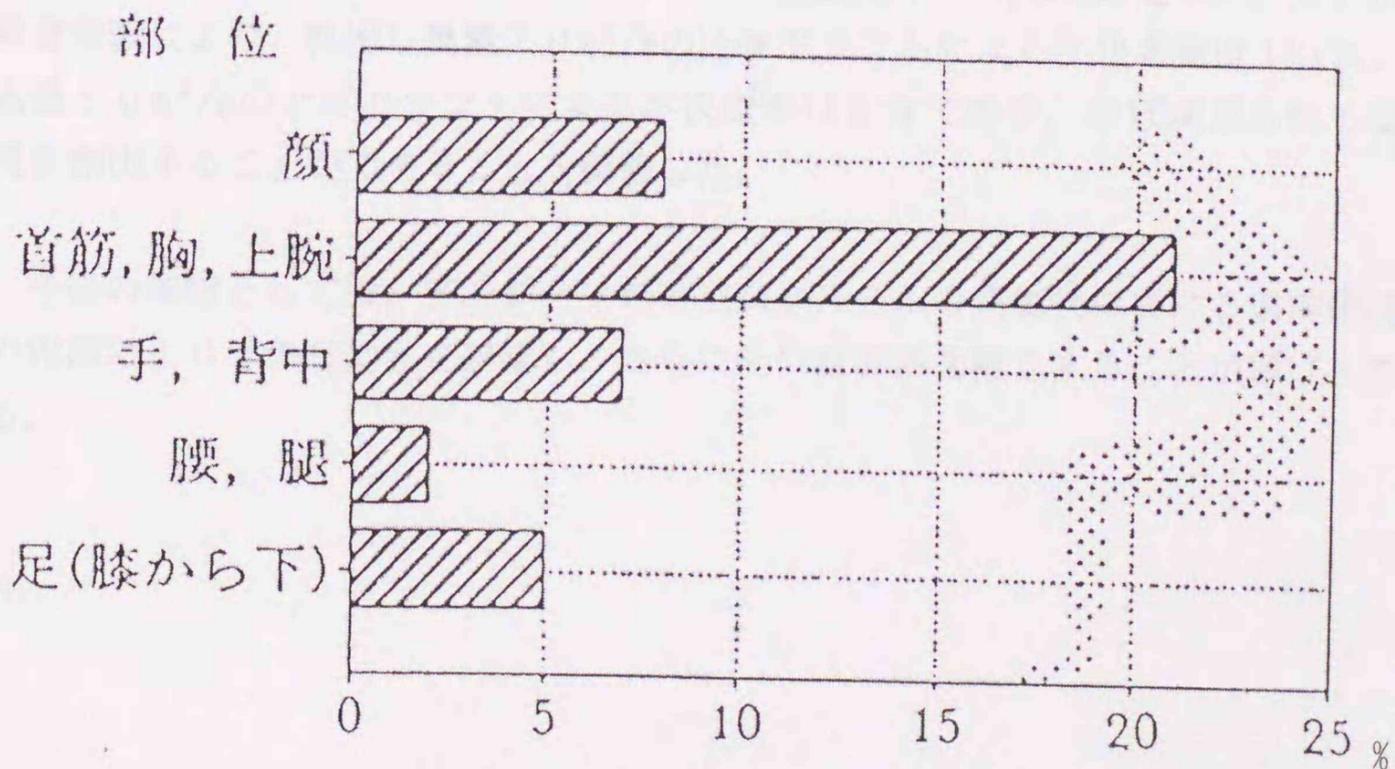


図6.22 気流感の身体部位別頻度

6. 4 まとめ

アンダーフロア空調システムに適用可能な、床吹出し口の開発をおこない、それを用いた被験者実験によってその性能を評価し、以下の結果を得た。

(1) 床吹出し口の吹出し気流角度

床吹出し気流は、誘引性、拡散性の高い旋回流を選択した。その吹出し気流プロフィールは、案内羽角度の大きさにより異なる。案内羽角度が大きいときは、吹出し気流の中心部に比べ周辺部の速度が大きくなり、吹出し気流の広がり角度は大きくなり、居住域内で気流到達高さが低くまたドラフト影響域が広がり十分な空調効果を得られない。一方、案内羽角度が小さいときは、吹出し気流の広がり角度は小さくなり、気流到達高さは充分となるが、周辺空気の誘引量が少なく十分な空調効果を得られない。したがって、今回は案内羽角度を適正に選定し、到達高さ、誘引量ともに適切な吹出し気流プロフィールが得られる吹出し口を開発した。

(2) 吹出し気流の相互干渉

吹出し気流は、居住域で高さ方向に倒立円錐状に広がるので、今回開発した吹出し口からの気流が相互に干渉しない離隔距離としては、最小900mmであり、1500mm程度取れば充分であることがわかった。

(3) 被験者実験結果

今回試作した床吹出し口を用いて、26人の被験者による実験をおこなった。その結果、被験者と吹出し口の適切な最小離隔距離が800mmと設定した。更に被験者実験により、吹出し風量70m³/hのときドラフトによる不快者率は15%、風量60m³/hのときドラフトによる不快者率は5%であり、ほぼ満足される環境を創出することができることを確認した。

今後の課題としては、アンダーフロア空調システムの実施例における室内環境の実測によりその有効性を確認し、さらにその設計法を確立することが挙げられる。

第6章の参考文献

- [1] Fitzner.K., Schadstoffausbreitung in balufteter Ranmer bei Verschiedenden Arten
Den Latfuhung. HLH, Vol.32, No.8, pp.316-326
- [2] 半澤 久他, オフィスビルにおける二重床空調方式の研究 (その1) 試作床
吹出し口による室内環境の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集,
(1988), 853-856
- [3] Hanzawa, H. et al., Thermal Comfort With Underfloor Air-Conditioning Systems,
ASHRAE Trans. Vol.96 Part 2 (1990), 696-698
- [4] Fanger, P. O., et al., Air turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings,
12(1988), 21-39

第7章 室内気流感を評価指標とした新空調方式の設計と実証

7.1 はじめに

アンダーフロア空調システムは、良好な温熱環境が得られる空調方式として実用実施されている。実施例において、適正な設計がなされ、さらにその室内温熱環境の快適性が確保されているか否かを、実測により性能の検証をおこなうことが重要である。

本章では、まずアンダーフロア空調システムの設計に関する基本的事項を、最初に建築計画画面での配慮について述べ、次に空調設備計画画面での配慮について述べ、さらに本空調システムの重要な構成要素である床吹出し口の配置法については、居住者（事務所においては執務者）との適正な位置関係を示す。次に実際に本空調システムを導入適用した3件の建物における空調時の室内温熱環境評価を温熱環境要素の実測ならびに居住者へのアンケート調査により行った結果を示し、本空調システムによる温熱環境性能が良好であることを実証する。特に気流環境については、第5章で示したドラフトリスクモデルを用いてその室内気流環境評価を行い、居住者のアンケートによる評価と同等の結果を得、それによりドラフトリスクモデルの有効性を確認したことを述べる。

7. 2 アンダーフロア空調方式の設計基本条件

アンダーフロア空調システムを設計する場合は、基本計画の段階から建築計画に反映させる必要がある。それは、例えばオフィスレイアウトと空調機械室との配置関係等の平面計画や、二重床高、階高、天井高など断面計画に影響を与えるからである。設計時から維持管理までの各段階（フェーズ：PH）における検討項目は、表7. 1に示すとおりである。

企画・基本計画段階においては、二重床高さの確保、インテリアとペリメータのゾーニング設定が重要である。

基本設計段階においては、防火区画と防煙区画の確認、空調機械室床レベルの設定、機器発熱量の設定、二重床の範囲と空調機給気口配置などが重要である。

詳細設計段階においては、給気温度と送風量の決定、温湿度制御法の決定、騒音対策、床吹出し口・吸込口の選定と配置などが重要である。

施工段階においては、二重床の気密性確保、二重床内の防塵対策などが重要である。

維持管理段階においては、建物管理者への取扱い説明、定期的な室内環境測定などが重要である。

表7. 1 設計フェーズにおける検討事項

フェーズ(PH)	検討項目	備考
企画・基本計画 (0~1PH)	<ul style="list-style-type: none"> ・ 従来空調システムとの比較 ・ 空調機械室の位置とスペース ・ 二重床、天井、天井裏等の高さ ・ インテリアゾーンとペリメータ ・ ゾーンの設定と空調システム 	模型実験、 実大実験 で性能確認 [1]
基本設計 (2PH)	<ul style="list-style-type: none"> ・ 防火区画と防煙区画 ・ 空調機械室床レベルの設定 ・ 室用途と室内環境条件 ・ 時間外への対応 ・ 機器発熱量の設定 ・ 二重床の範囲と空調機給気口配置 	模型実験、 実大実験 で性能確認 [1]
詳細設計 (3PH)	<ul style="list-style-type: none"> ・ 給気温度と送風量 ・ 外気導入と加湿 ・ 温湿度制御 ・ 騒音対策 ・ 床吹出し口、吸込口の選定と配置 ・ 空調機の選定と納まり 	被験者実験 で性能確認
施工 (4PH)	<ul style="list-style-type: none"> ・ 二重床の気密性 ・ 二重床の防塵 ・ 二重床と二重床パネル性能 	実施で 性能確認
維持管理(5PH)	<ul style="list-style-type: none"> ・ 取扱い説明 ・ 室内環境測定 ・ アンケート調査 	

7. 2. 1 建築計画における基本事項

アンダーフロア空調方式を計画する場合の基本的な事項を建築計画の面から整理すると以下のとおりである。

(1) 平面計画における基本事項

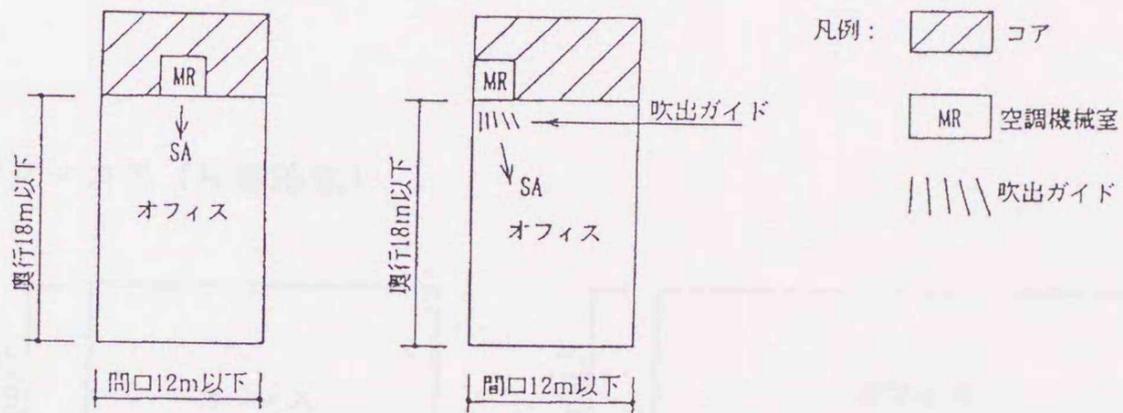
- ① 1空調機系統当たりの適正な床面積は、二重床内の気流分布、室内側のオフィスレイアウト、空調機能力などを考慮して、 $200\sim 250\text{m}^2$ を基本単位とする。
- ② 原則として1空調機の受け持つオフィスの間口は模型実験結果 [1] より12m以下、奥行きは18m以下とする。間口が12mを越える場合は、二重床内の気流分布を均一化させるために、最低2箇所以上の空調機または給気口ならびに還気口を設ける。
奥行きが18mを越える場合は、空調機械室を2箇所に分散して、両側から給気する方法が確実である。
- ③ 排煙区画と空調ゾーンとの整合を図る。
空調機械室は、空調対象室に近接して配置する。機械室の配置については、平面計画との関係により図7. 1～図7. 3に示すようなサイドコア、センターコア、ダブルサイドといった選択肢がある。

(2) 断面計画における基本事項

- ① 天井高さは、2.6m以上を標準とする。
- ② 天井内梁下空間は、還気のため有効100mm以上を確保する。
- ③ 空調機械室床レベルは、給気ダクト施工のために居室スラブより50mm程度下げることが望ましい。
- ④ 二重床高さは、100～150mmを標準とするが、低床型の二重床で有効高さ35mmの実施例[1]もある。
二重床高さは、OA機器等の配線ケーブルおよび空調空気搬送用給気チャンバーとしての機能を満たすように設定する。空調空気を二重床内にはほぼ均一に分布させるために、配線ケーブル等の障害物による有効高さに対する閉塞限界高さに関する実験（模型ならびに実大）結果 [1] より、最大で二重床高さの1/2以下に抑えることとする（図7. 4）。
- ⑤ 配線ケーブルおよび配管等は、空調空気流の方向と平行に設置する。
- ⑥ 床吹出し口直下の二重床内の周囲には、配線ケーブルおよび配管等を設置しない。

① シングルサイドコア（片側給気）

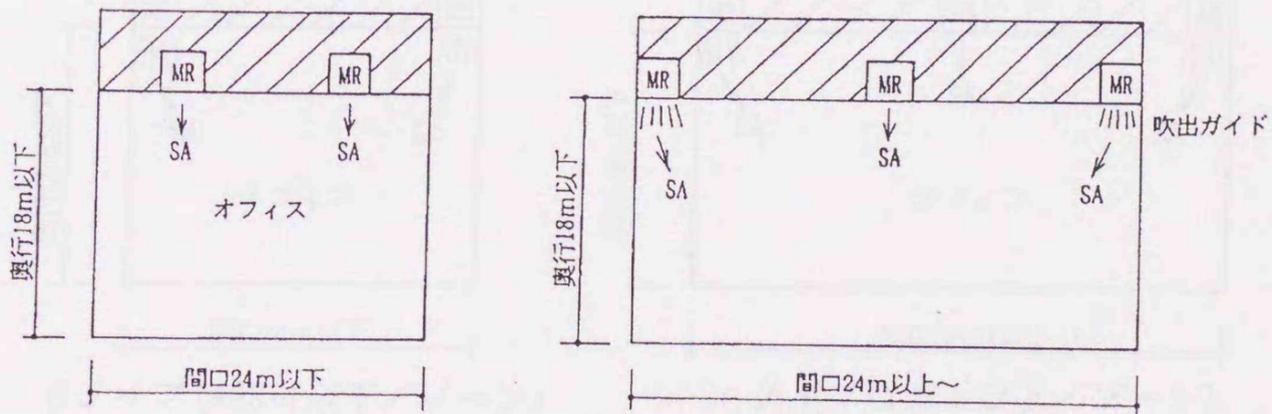
基本型



a タイプ (216㎡以下/ゾーン)

a' タイプ (216㎡以下/ゾーン)

応用型



b タイプ (432㎡以下/ゾーン)

c タイプ (432㎡以上/ゾーン)

図7.1 空調機械室の位置(サイドコア)

② センターコア (片側給気)

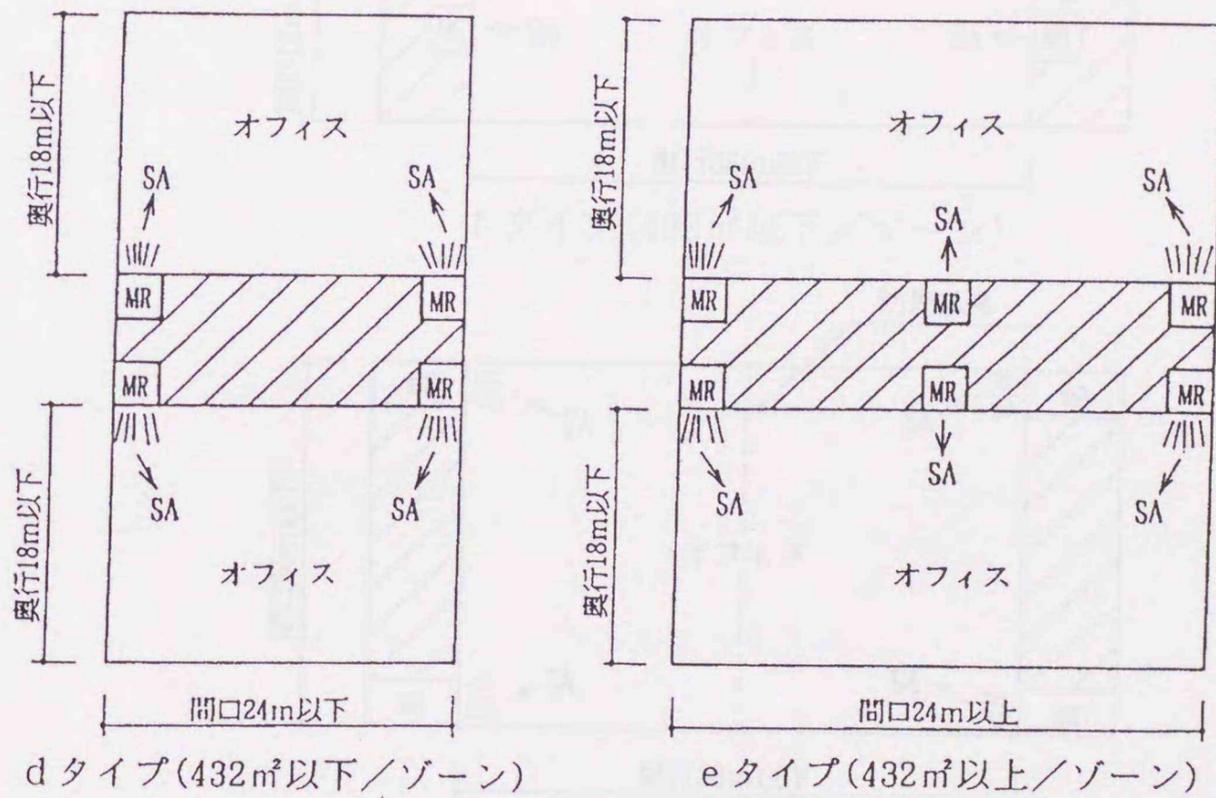


図7.2 空調機械室の位置(センターコア)

③ ダブルサイドコア（両側給気）

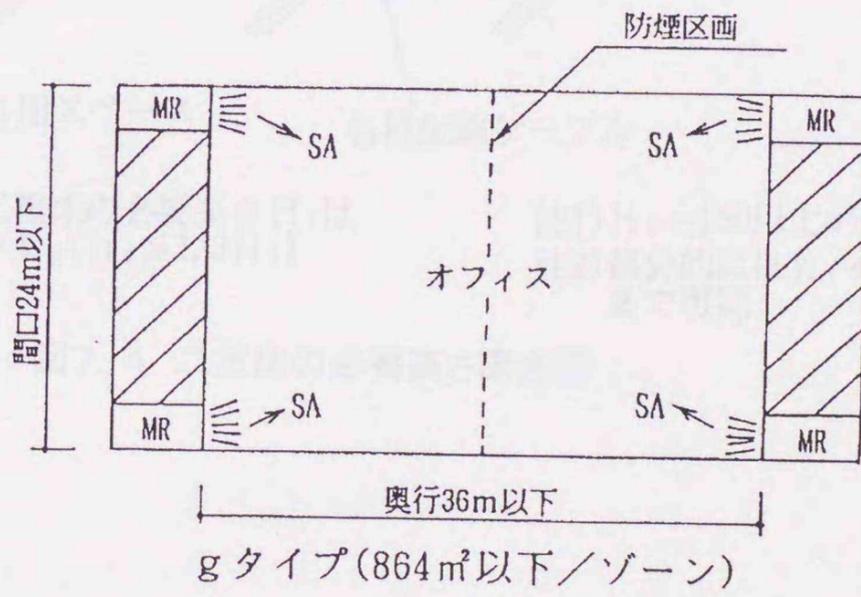
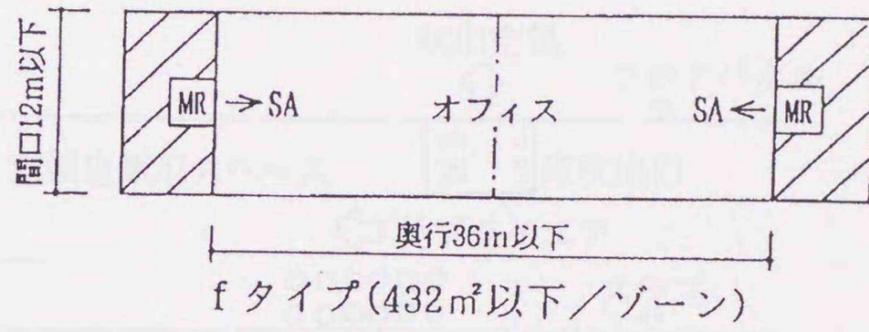
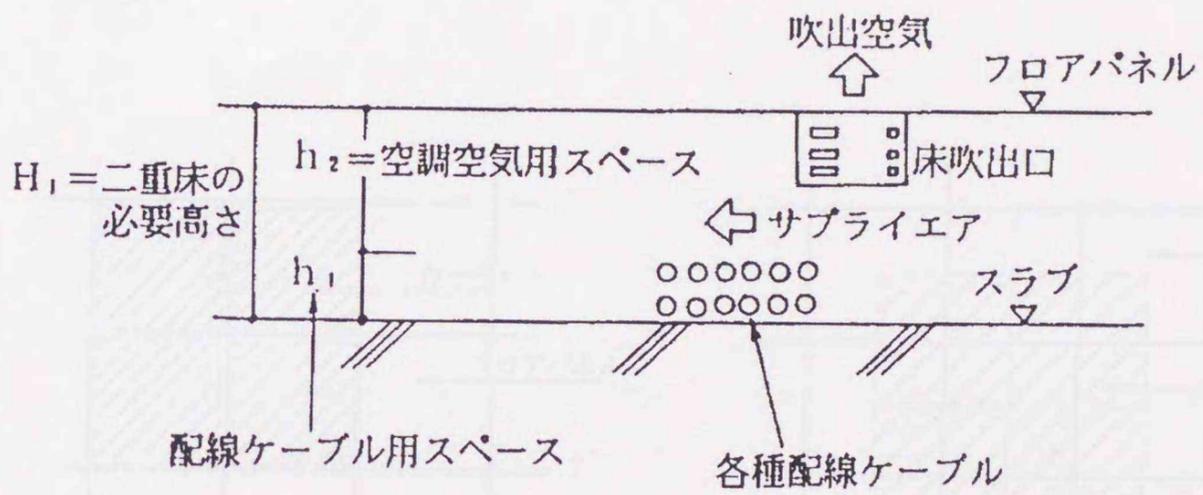


図7.3 空調機械室の位置(ダブルサイドコア)



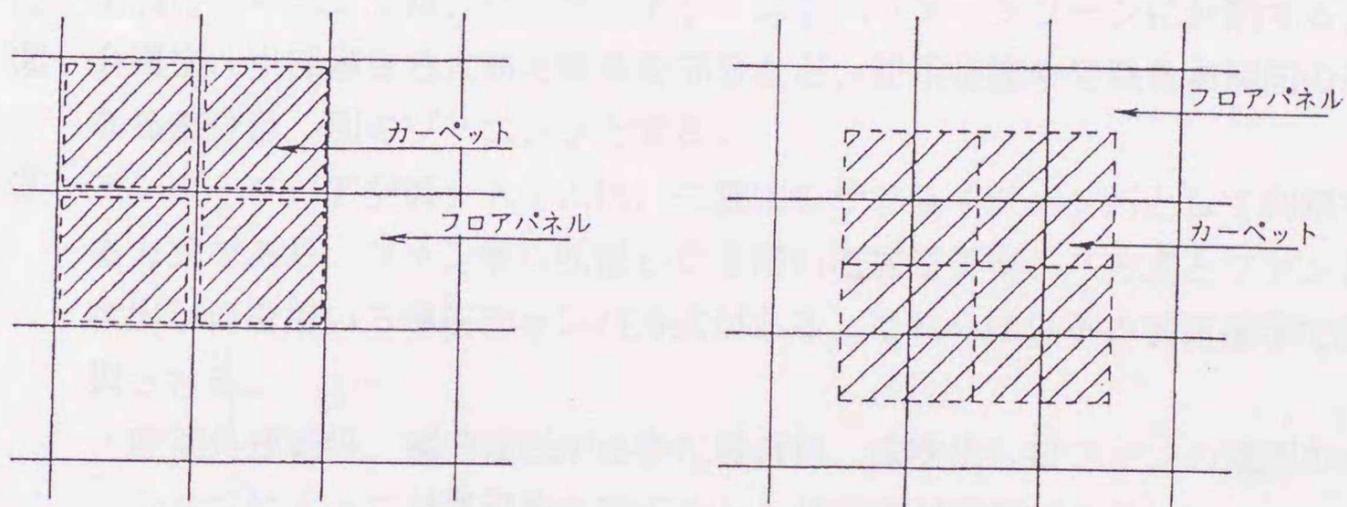
一般的に二重床の必要高さ H_1 は
 $H_1 = h_1 + h_2 (h_1 \leq 1/3 H_1)$

注1) $H_1 = 150$ 以上が条件
 注2) 部分的には $h_1 = 1/2 H_1$ まで可能

図7.4 二重床の必要高さ概念図

(3) 二重床の気密性

二重床内スペースを空調用給気チャンバとして使用する場合は、二重床内の気流分布を均一化させるためと、居住者に気流の漏れによるドラフトを与えないように、気密性を確保できる構造とする。通常のフリーアクセスフロアパネルを突き合わせる施工方法で問題ないが、更に気密性を高める場合には図7.5に示すように、フロアパネルとタイルカーペットをずらして貼る方法をとる。



(a)一般的な仕上げ

(b)理想的なリーク防止方法

図7.5 リーク防止対策

7. 2. 2 空調設備計画における基本事項

アンダーフロア空調システムは、居住域を主体にした空調方式である。従って室内温湿度は、居住域内において設定される条件である。空調設備の設定条件は、以下のとおりである。

(1) 室内温湿度

居住域で床上 1.8m 以下において、夏は室温 26℃、相対湿度 55%、冬は室温 22℃、相対湿度 40% に設定する。

(2) 床吹出し口温度

二重床内温度は、夏は床表面温度の下限值以上に維持するためと結露対策のため 17℃ 以上とし、冬は床表面温度の上限値以下に維持するため 28℃ 以下とする。

(3) ゾーニング

- ① 空調のゾーニングは、インテリアゾーンとペリメータゾーンに分割する。
- ② 会議室、小部屋さらに高密度負荷部分など、使用形態や発熱負荷傾向の異なる部分は、別のゾーニングとする。

- ③ アンダーフロア空調システムは、二重床をサプライチャンバとして利用する方式であり、ファン無し吹出し口を用いる加圧チャンバ方式とファン付吹出し口を用いる等圧チャンバ方式がある。これらは以下の判断基準で選択される。

- ・ 時間外運転等、部分運転が必要な場合は、床吹出し口ファンの電源のオンオフによって対処可能な等圧チャンバ方式が有利である。
- ・ 加圧チャンバ方式は、等圧チャンバ方式に比べて低コストである。
- ・ 保守管理および模様替工事の容易性を重視する場合は、機器点数の少ない加圧チャンバ方式が有利である。

- ④ ペリメータゾーンの空調システムは、従来型空調システムと同様に、ファンコイルユニット等の方式を設置する。ただし、二重床内でアンダーフロア空調用の給気との混合を避ける。更にペリメータ部分に近接する床吹出し口は、室内での熱的な混合損失を発生させないために、図 7. 6 に示すようにペリメータ用空調機より 1m 以上離して設置することとする。

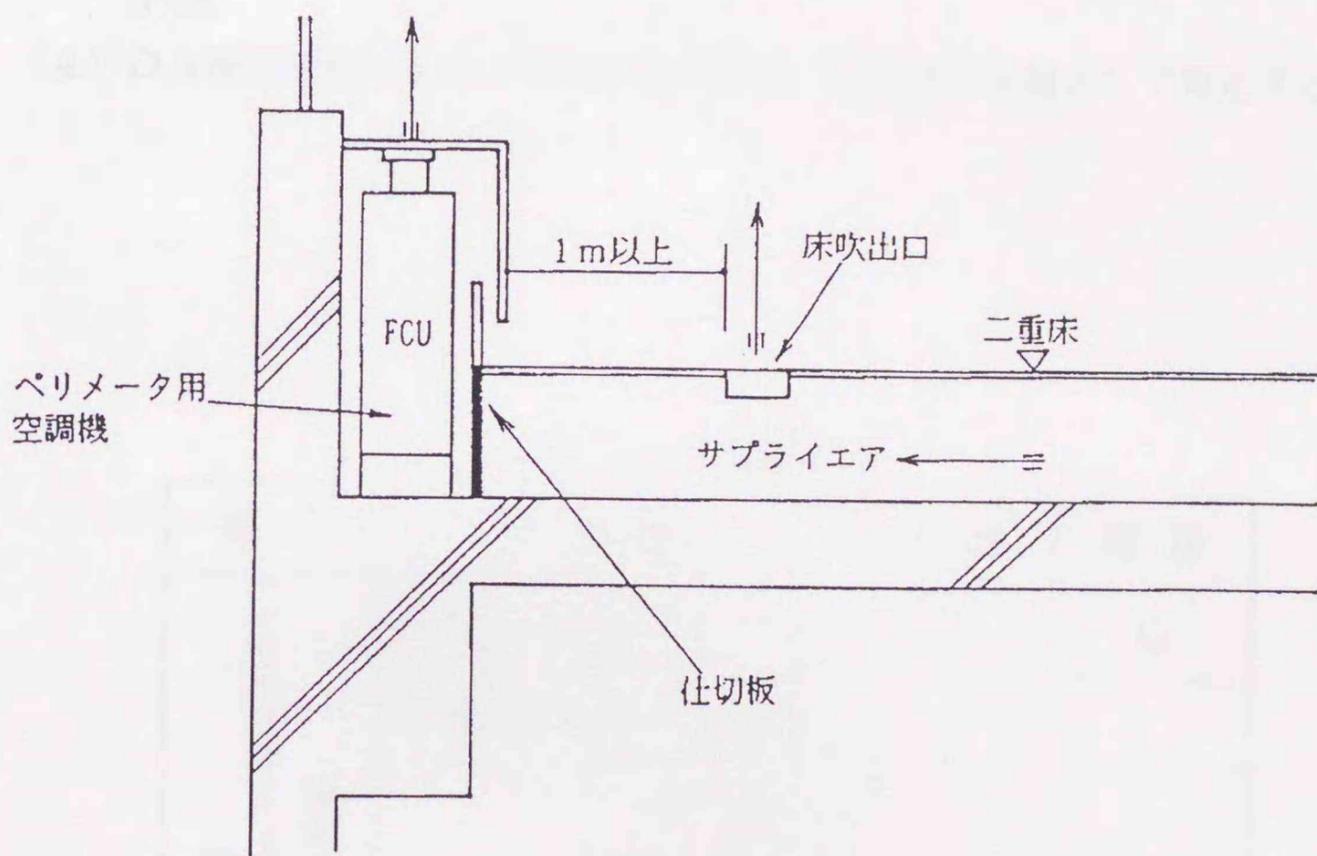


図7.6 ペリメータゾーンの二重床仕舞

7. 2. 3 冷暖房負荷

- (1) アンダーフロア空調システムによる、インテリアゾーンの室内冷暖房負荷および空調機負荷は、表7. 2示すとおりである。
- (2) ペリメータゾーンの冷暖房負荷は、外壁面からの貫流熱および日射熱負荷である。
- (3) 上下階が同様の空調システムで同一時間帯空調を行っている場合は、熱授受は無いが、上下階が非空調または別種の空調システムの場合は、スラブを介しての熱負荷も算入する。あるいは、躯体の断熱を施し熱負荷を軽減する。
- (4) OA機器発熱ならびに照明発熱負荷は、室内顕熱負荷として算定する。

表7. 2 冷暖房負荷

区分		負荷種別	冷房	暖房	
空調機負荷	室内負荷	伝熱(ペリメータ以外)	○	○	
		日射(ペリメータ以外)	○		
		室内	照明	○	
			人体	○	
			OA機器	○	
			ファン付吹出口	○	
		外気	○	○	
		送風機動力	○		

7. 2. 4 空調機能力の決定

(1) 送風量

オフィスの場合、冷房時の空調機出口温度は 17℃以上で二重床内へ導入し、吹出し口から室内に送風され、室内設定温度 26℃に保たれる。室内より、人体、OA 機器、照明器具などの発熱体より受熱し 27℃程度で空調機に戻る。空調機能力に関して空気線図上で表すと図 7. 7 のとおりである。

以上の条件で空調機の送風量を決定すると、空調機出入口温度差 (Δt) は、

$$\Delta t = 27 - 17 = 10 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (7-1)$$

となる。したがって、送風量 (Q) は、

$$Q = \frac{q_s}{\gamma \times C_p \times \Delta t} \quad (7-2)$$

- Q : 送風量 [m^3/h]
 q_s : 室内顕熱負荷 [kcal/h]
 γ : 空気の比重量 [kg/m^3]
 C_p : 空気の定圧比熱 [$\text{kcal}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$]
 Δt : 空調機出入口空気温度差 [$^\circ\text{C}$]

(2) コイル能力

冷却 (夏) = (表 7. 2 に示す空調機負荷)

加熱 (冬) = (同 上)

なお、コイル能力は当該二重床下の躯体蓄熱量を 1 時間で解消できるように設定する。

(3) 加湿量

加湿量は以下の式によって算定する。

$$X = Q_o \times \gamma \times (X_r - X_o) \quad (7-3)$$

X : 加湿量 [kg/h]

Q_o : 取入れ外気量 [m^3/h]

夏期冷房

- ①リターンエア温度
- ②外 気
- ③混合空気 (冷却器入口)
- ④冷却器出口空気
- ⑤バイパス混合空気
- ⑥サプライエア温度
- ⑦室内設定温度

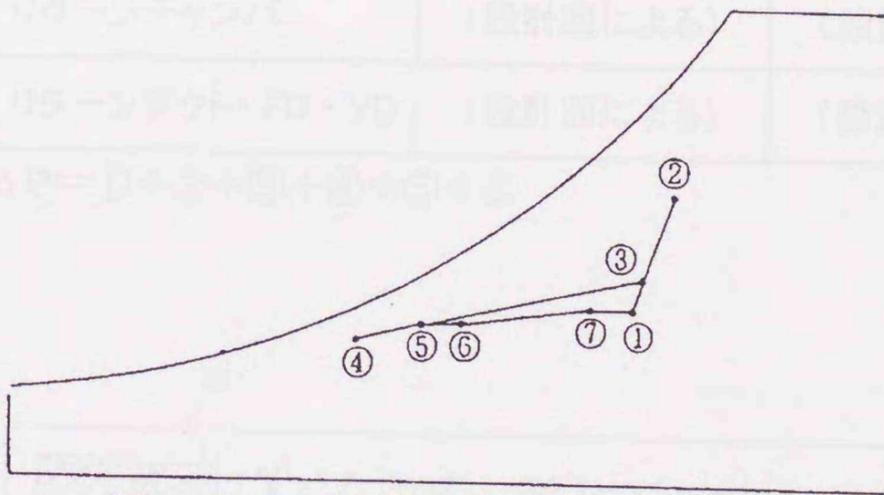
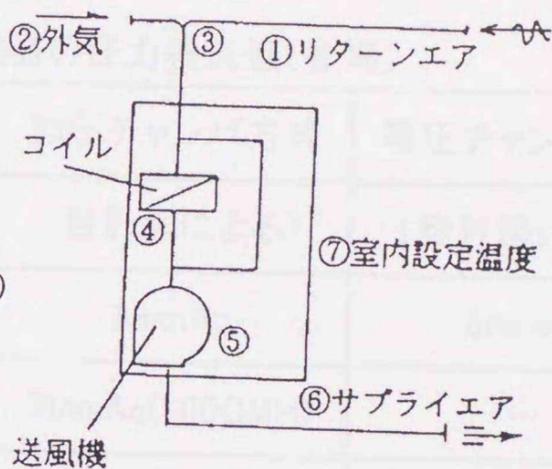


図7. 7 空気線図による空調機能力の決定

Xr : 室内の絶対湿度 [kg/kg]

Xo : 取入れ外気の絶対湿度 [kg/kg]

(4) 機外静圧

機外静圧は、表 7. 3 ならびに図 7. 8 に示すような圧力損失に対応したものとす。

表 7. 3 空調機器の圧力損失値(参考)

記号	部 位	加圧チャンバ方式	等圧チャンバ方式
①	サプライダクト・FD・VD	(設計図による)	(設計図による)
②	サプライチャンバ	3mmAq	3mmAq
③	床吹出口	2mmAq(100CMH)	—
④	天井吸込口	2mmAq	2mmAq
⑤	リターンチャンバ	(設計図による)	(設計図による)
⑥	リターンダクト・FD・VD	(設計図による)	(設計図による)

機外静圧 $\Delta P = ① + ② + ③ + ④ + ⑤ + ⑥$

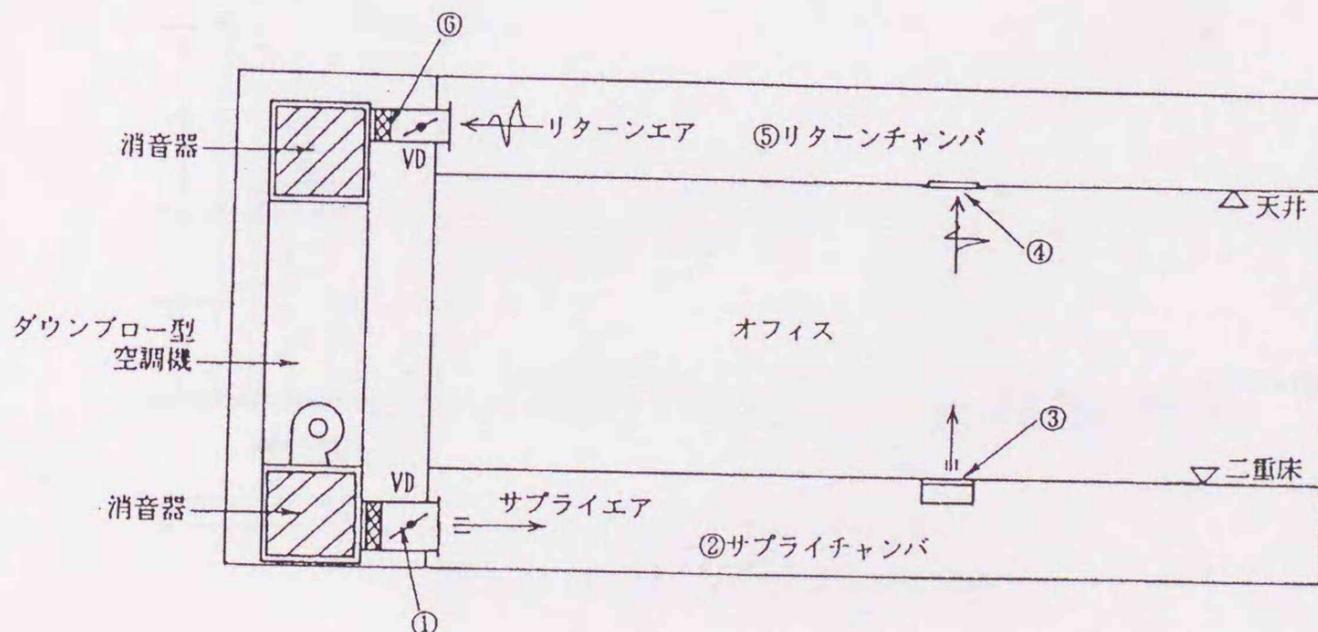


図 7. 8 空調システムの圧力損失概念図

7. 3 吹出し口ならびに吸込み口の配置

7. 3. 1 吹出し口の配置

床吹出し口は、居住域に均等配置を原則とし、第6章で述べたように居住者と床吹出し口とは、図7. 9に示すように800~1,000mm 離して配置する。これは、居住者に吹出し気流が直接当たってドラフトを生じさせないようにするためである。また吹出し口相互は、互いの吹出し気流が干渉し合わないよう900mm 以上離して配置する。

7. 3. 2 吸込み口の配置

吸込み口は、原則として天井面に均一に配置する。照明器具のスリットまたはシステム天井のTバースリットを利用する。

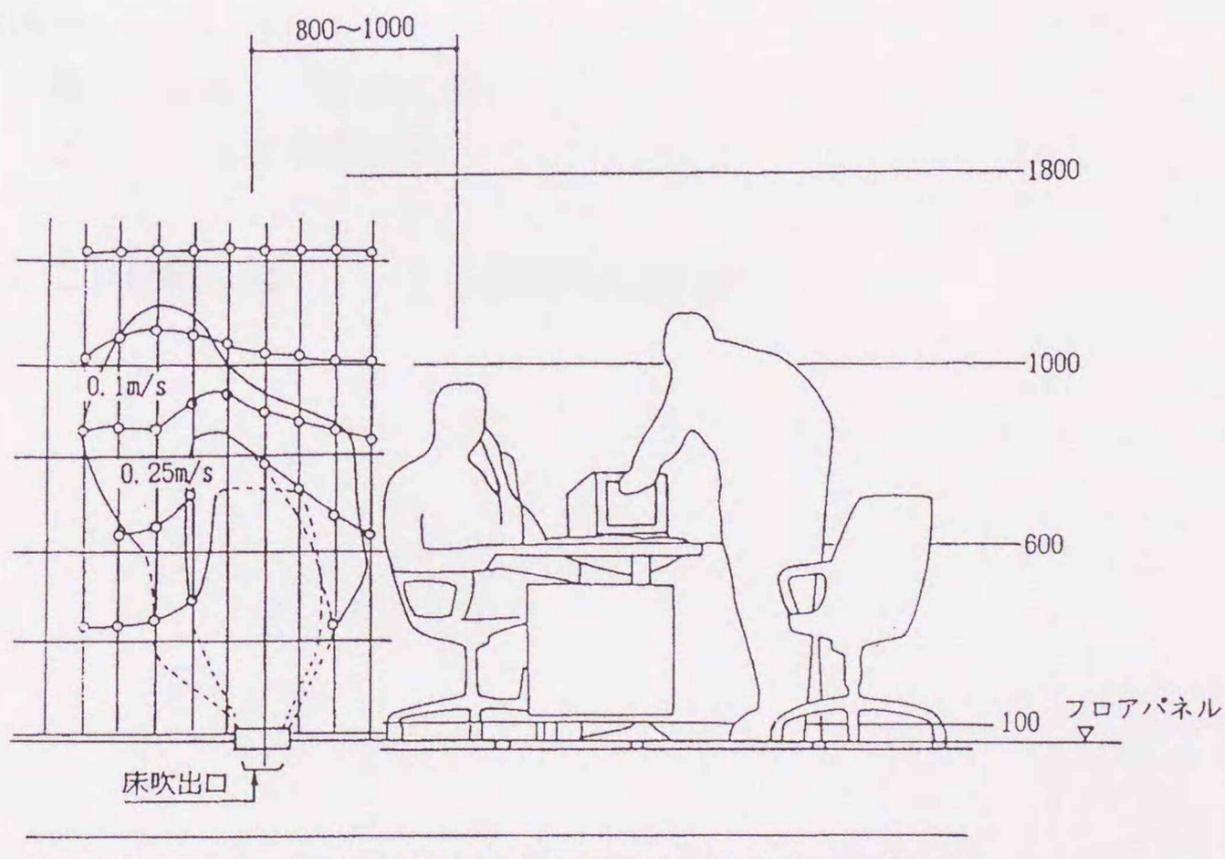


図7. 9 執務者と床吹出口の配置

7. 4 アンダーフロア空調方式の適用事例

アンダーフロア空調システムを適用したのは、東京都内にある事務所ビル3件である。それぞれについて建物概要、アンダーフロア空調方式による室内温熱環境性能について述べる。

7. 4. 1 適用事例1

(1) 建築概要

建物名称	東京ダイヤビル5号館 (TDビル)
用途	事務所専用賃貸ビル
所在地	東京都中央区新川1丁目28番23号
敷地面積	19,894m ²
延床面積	49,224m ²
規模	地下2階、地上15階、塔屋2階
階高	4.2m
天井高	2.6m & 2.5m
二重床高	0.4m
構造	S造 (一部SRC造)
竣工	1990年1月

図7. 10面図、図7. 11に基準階平面図を示す。

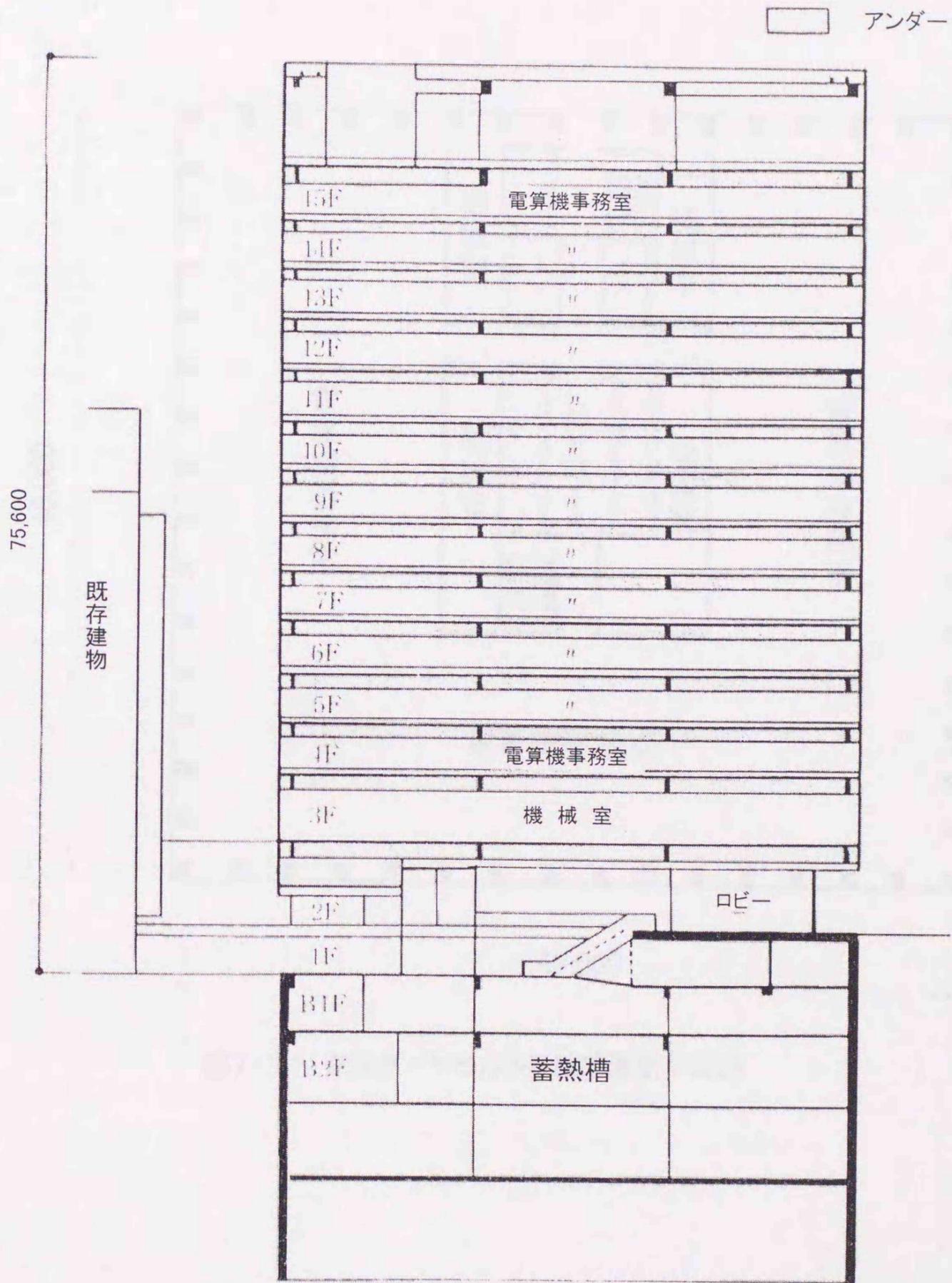


図7. 10 東京ダイヤビル5号館断面図

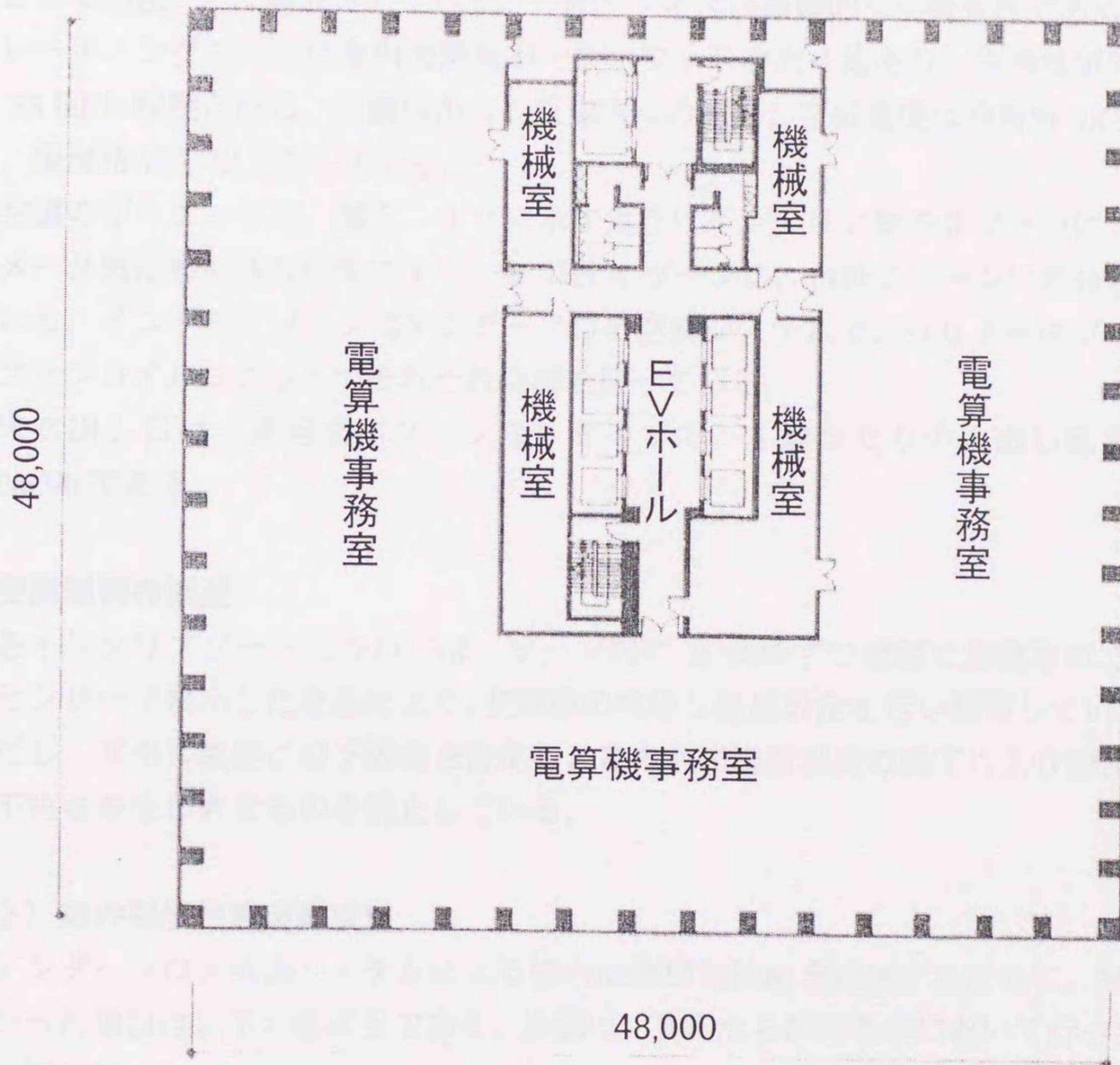


図7. 11 東京ダイヤビル5号館基準階平面図

(2) アンダーフロア空調設備

空調システムの概要

東京ダイヤビル5号館（以降TDビルと呼ぶ）は、おもに証券業が入居し、一般オフィスとトレーディングルーム（株取引のためのOA機器端末が高密度に設置される部屋）とで構成されている。一般オフィスは標準的な空調条件であるが、トレーディングルームは室内発熱量が一般オフィスの約4倍あり、空調換気回数は33回/h程度となる。空調機から二重床内への吹出し空気温度は冷房時18℃以上、暖房時28℃以下としている。

空調のゾーニングは、図7.12に示すようにインテリア側を3ゾーンに、ペリメータ側は窓面各方位毎に1ゾーンで計4ゾーンに、合計7ゾーンに区分されている。インテリアゾーンはアンダーフロア空調システムで、ペリメータゾーンはファンコイルユニットでそれぞれ空調を行っている。

床吹出し口は、旋回流型ファンなしタイプで、1個当たりの吹出し風量は100m³/hである。

空調制御の概要

各インテリアゾーンについては、ゾーン内に2箇所ずつ壁面に設置された温度センサーで検出した室温により、空調機の吹出し温度設定を行い制御している。ただし、吹出し温度には下限値を設定し、室内側床表面温度の低下により居住者に不快さを生じさせるのを防止している。

(3) 室内環境性能実測項目

アンダーフロア空調システムによる室内温熱環境性能を評価するために、実測を行った項目は以下の各項目である。実測は、夏季ならびに冬季において行った。

実測項目

室温分布：床上1.1mにおいて室温の室内水平分布を測定

グローブ温度分布：床上1mにおいてグローブ温度の水平分布を測定

気流分布：床上1.1mにおいて気流速の室内水平分布を測定

湿度分布：床上1mにおいて相対湿度の水平分布を測定

居住者（執務者）へのアンケート

また、上記実測項目から室内温熱環境を評価するため、PMV（予測温冷感申告）を算出し、室内分布を求めた。

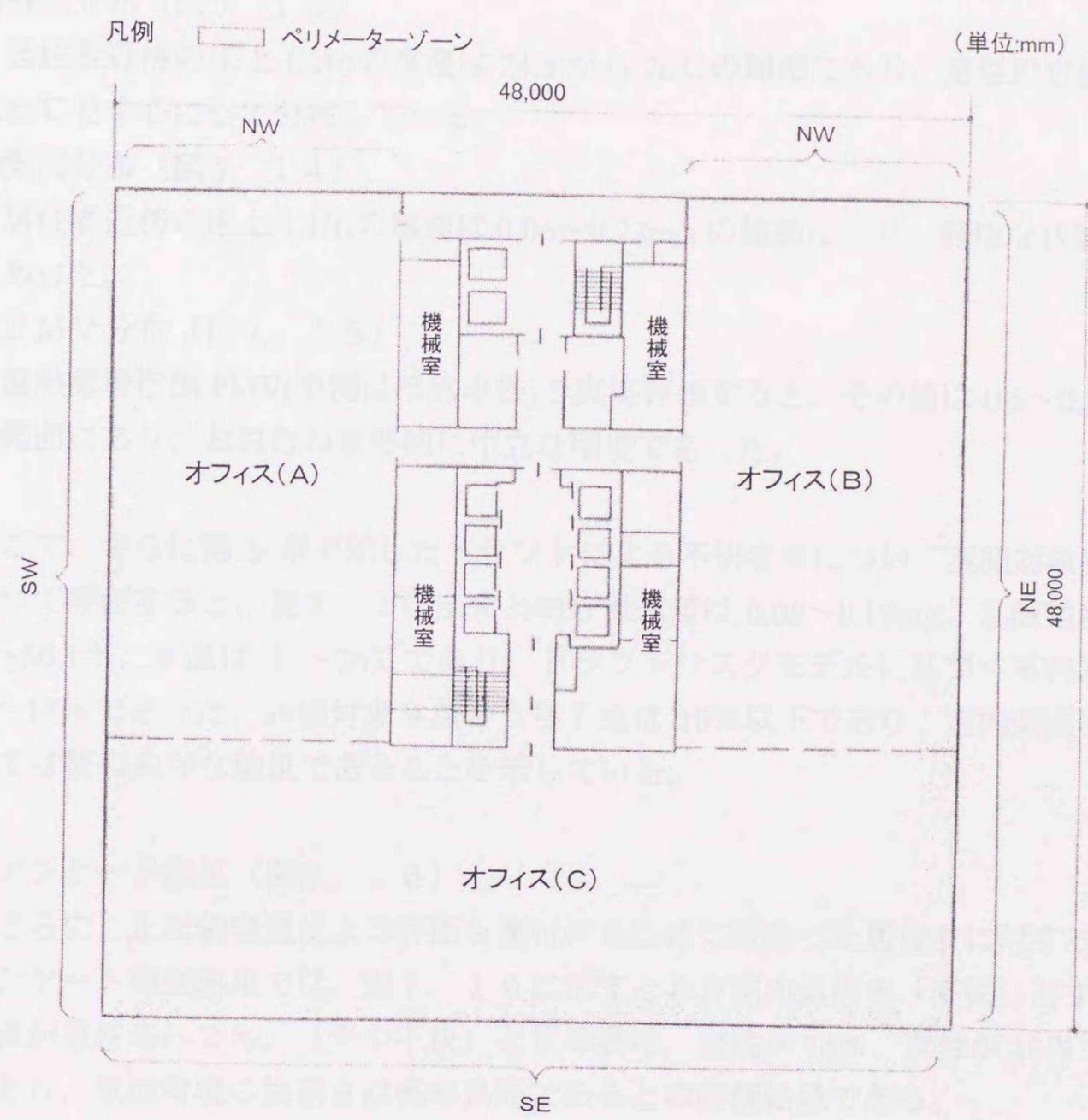


図7. 12 基準階における空調ゾーニング

(4) 実測結果

1) 夏季実測結果

実測日の日平均気温は 30.4℃であった。

①室温分布 (図 7. 1 3)

居住者近傍の床上 1.1mの室温は 24.5 から 26℃の範囲にあり、室温設定値の 25℃を中心にして分布している。

②気流分布 (図 7. 1 4)

居住者近傍の床上 1.1mの風速は 0.06~0.22m/s の範囲にあり、静穏な状態であった。

③PMV分布 (図 7. 1 5)

温熱環境指標 PMV(予測温冷感申告)で実測評価すると、その値は-0.5~0.2 の範囲にあり、おおむね温熱的に中立な環境であった。

ここで、さらに第 5 章で示したドラフトによる不快者率について実測対象室内について評価すると、表 7. 1 に示すとおり風速値は 0.08~0.19m/s、乱流強度は 31.5~50.1%、室温は 24~26℃であり、ドラフトリスクモデルに基づく不快者率は 2~17%であった。評価対象 9 点のうち 7 点は 10%以下であり、室内気流環境としては概ね良好な結果であることを示している。

④アンケート結果 (図 7. 1 6)

さらに、上記物理量による評価を裏付けるために行なった居住者に対するアンケート調査結果では、図 7. 1 6 に示すとおり室内気流を「不快」とする者が男性のみ 2%、「やや不快」とする者は、男性が 18%、女性が 16%であり、気流環境の快適さは概ね良好であるとの評価結果である。

2) 冬季実測結果

① 室温分布 (図 7. 1 7)

オフィスの床上 1.1m の室温は 23~25.5℃の範囲にあり、室温設定値は 23~24℃を中心にして分布している。

② 気流分布 (図 7. 1 8)

居住者近傍の床上 1.1m の風速は 0.07~0.2m/s の範囲にあり夏季と同様に静穏な状態であった。

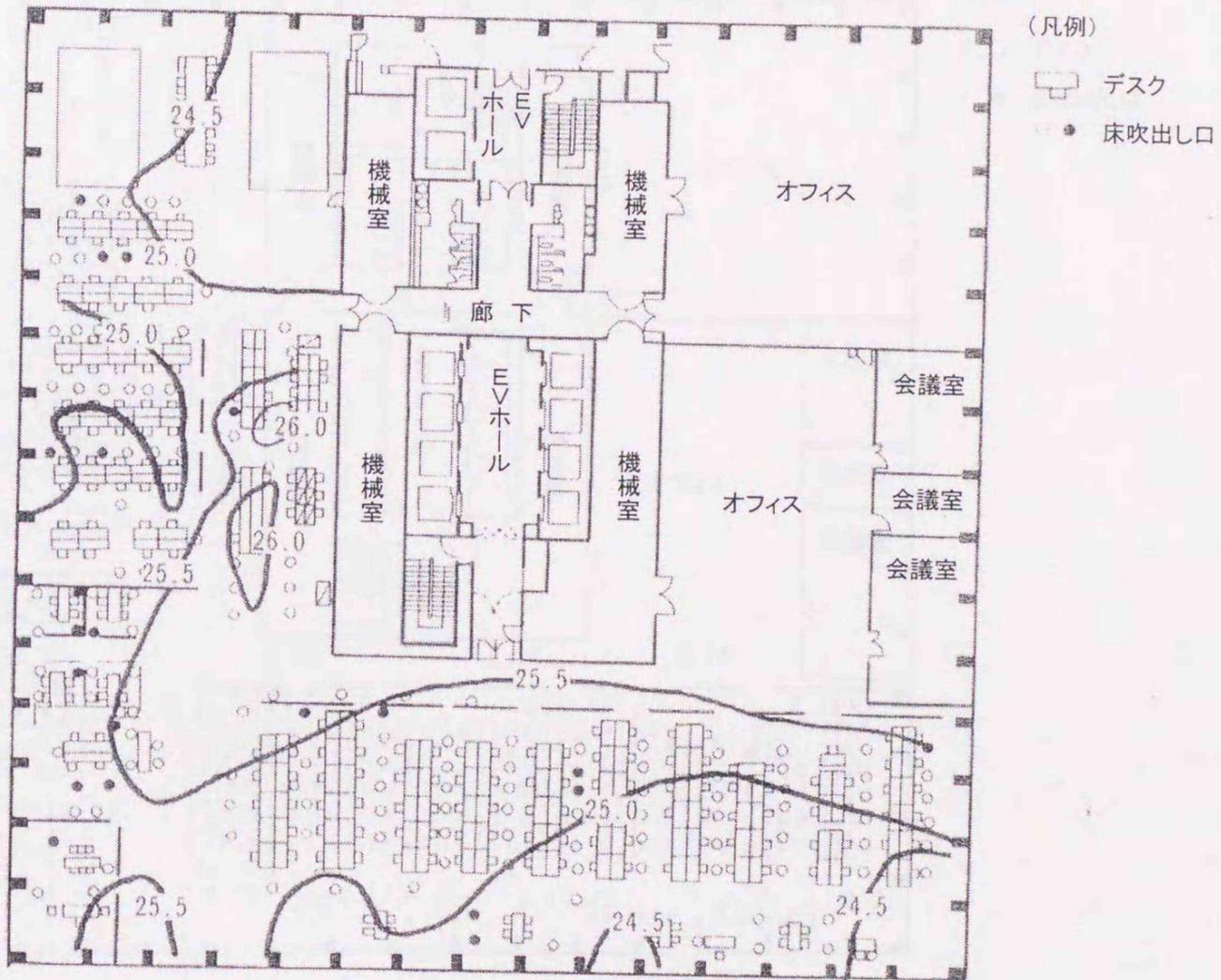


図7.13 夏季室温分布(床上1.1m)

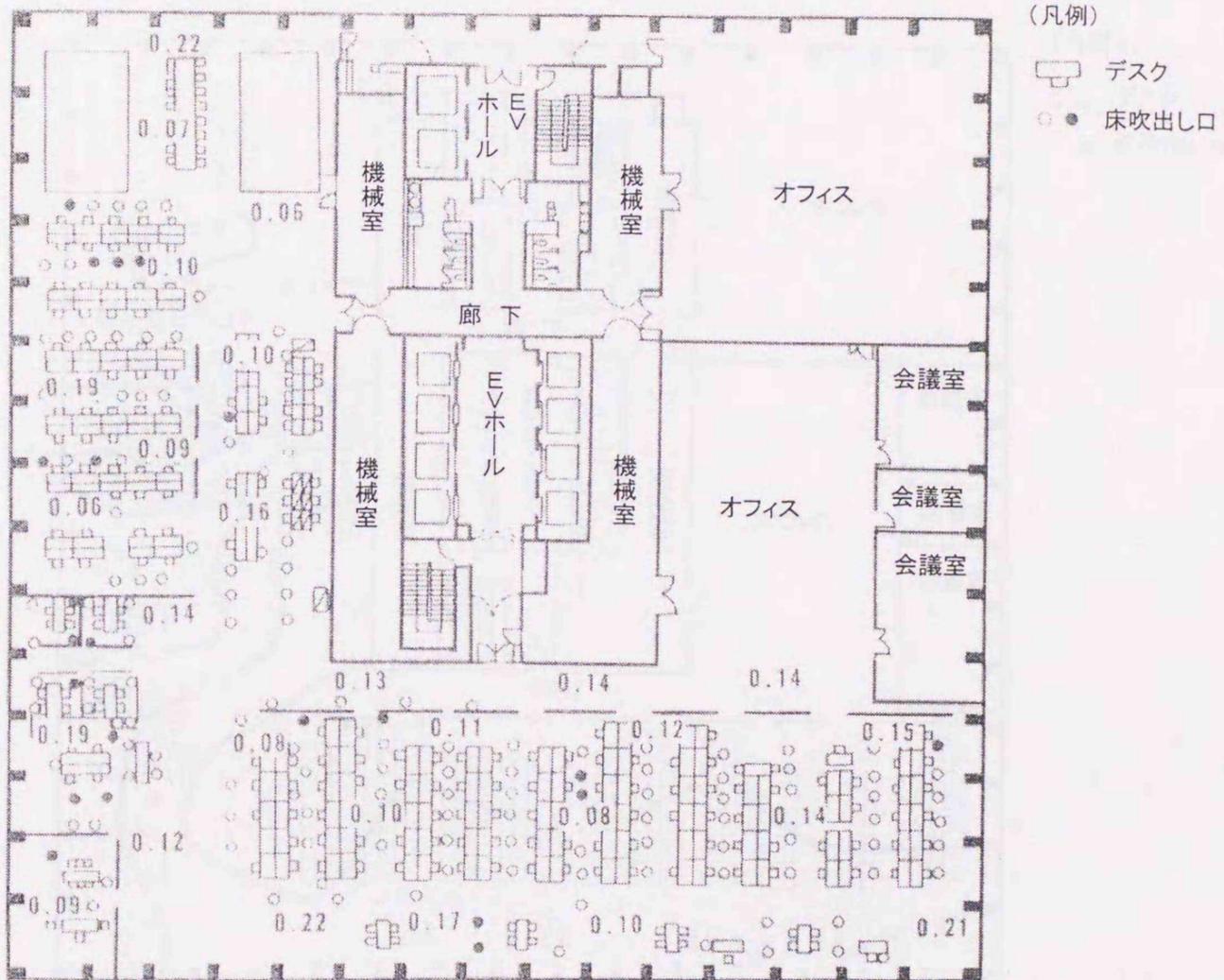


図7. 14 夏季室内気流分布(床上 1.1m)

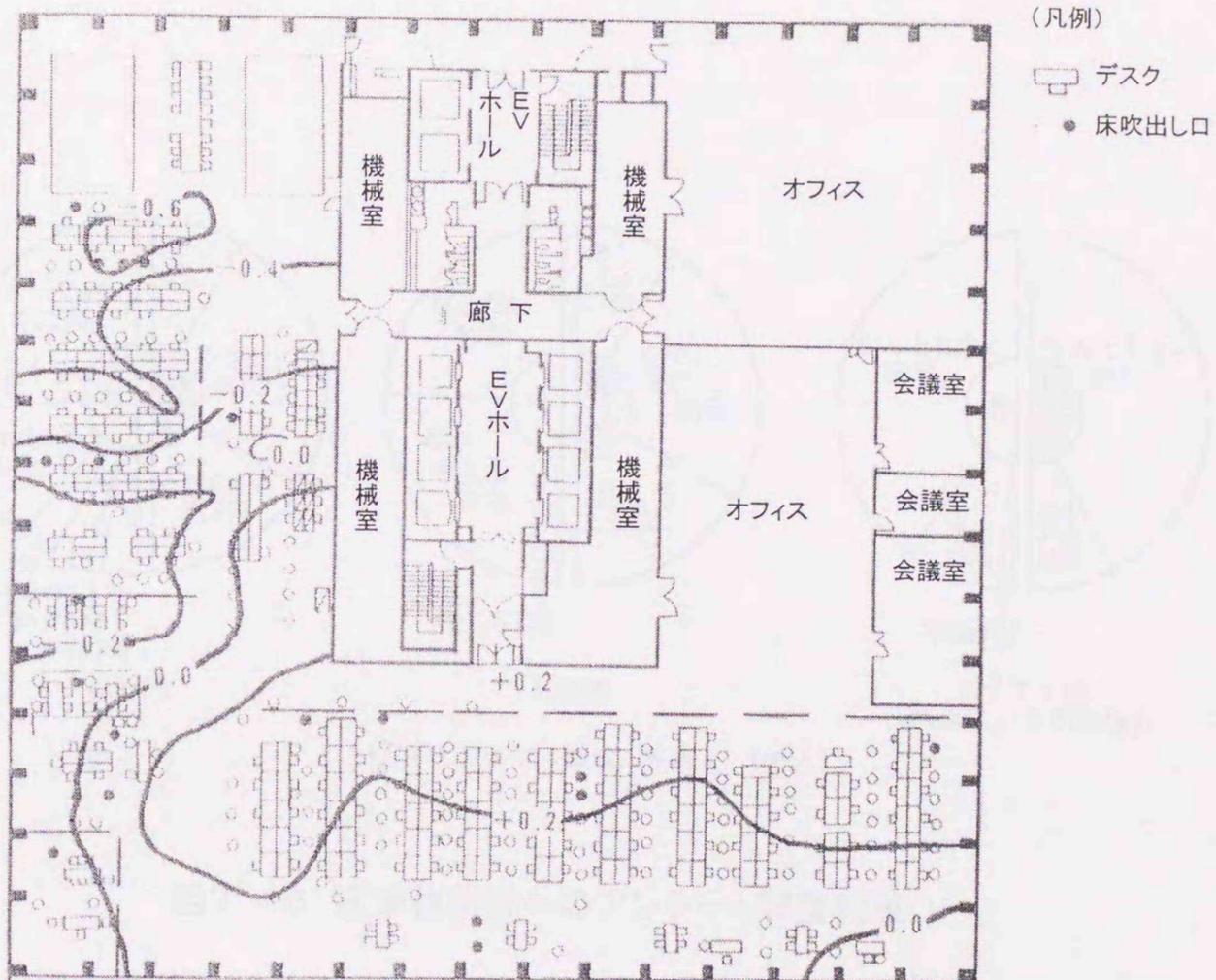
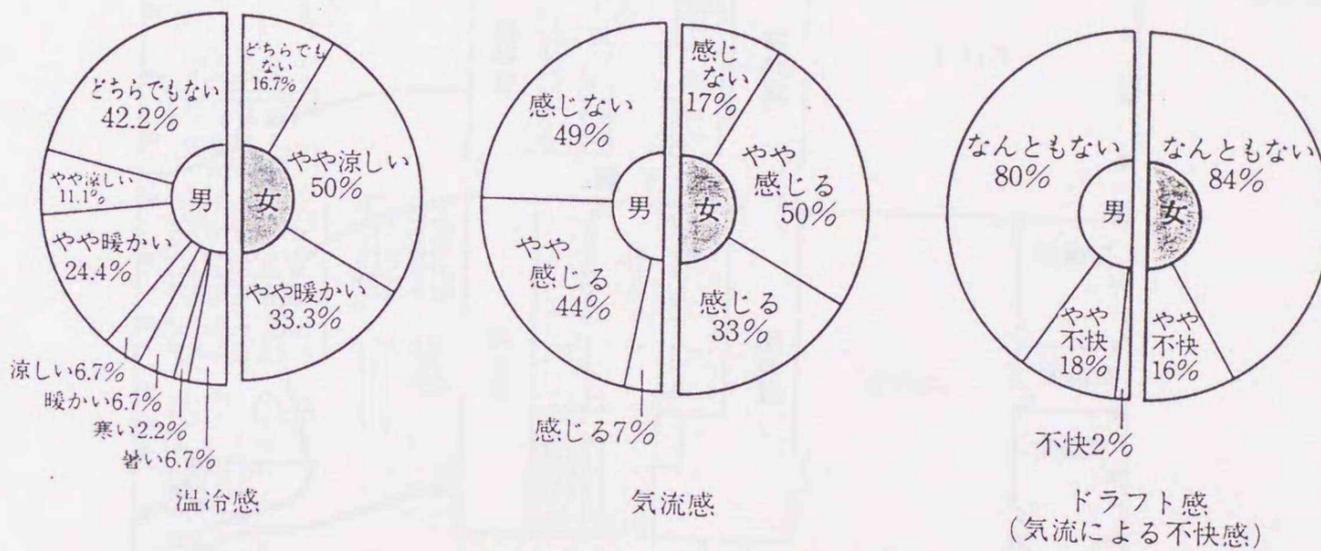


図7. 15 夏季PMV分布



(ただしサンプル数は、男45人、女6人)

図7. 16 夏季執務者へのアンケート調査結果

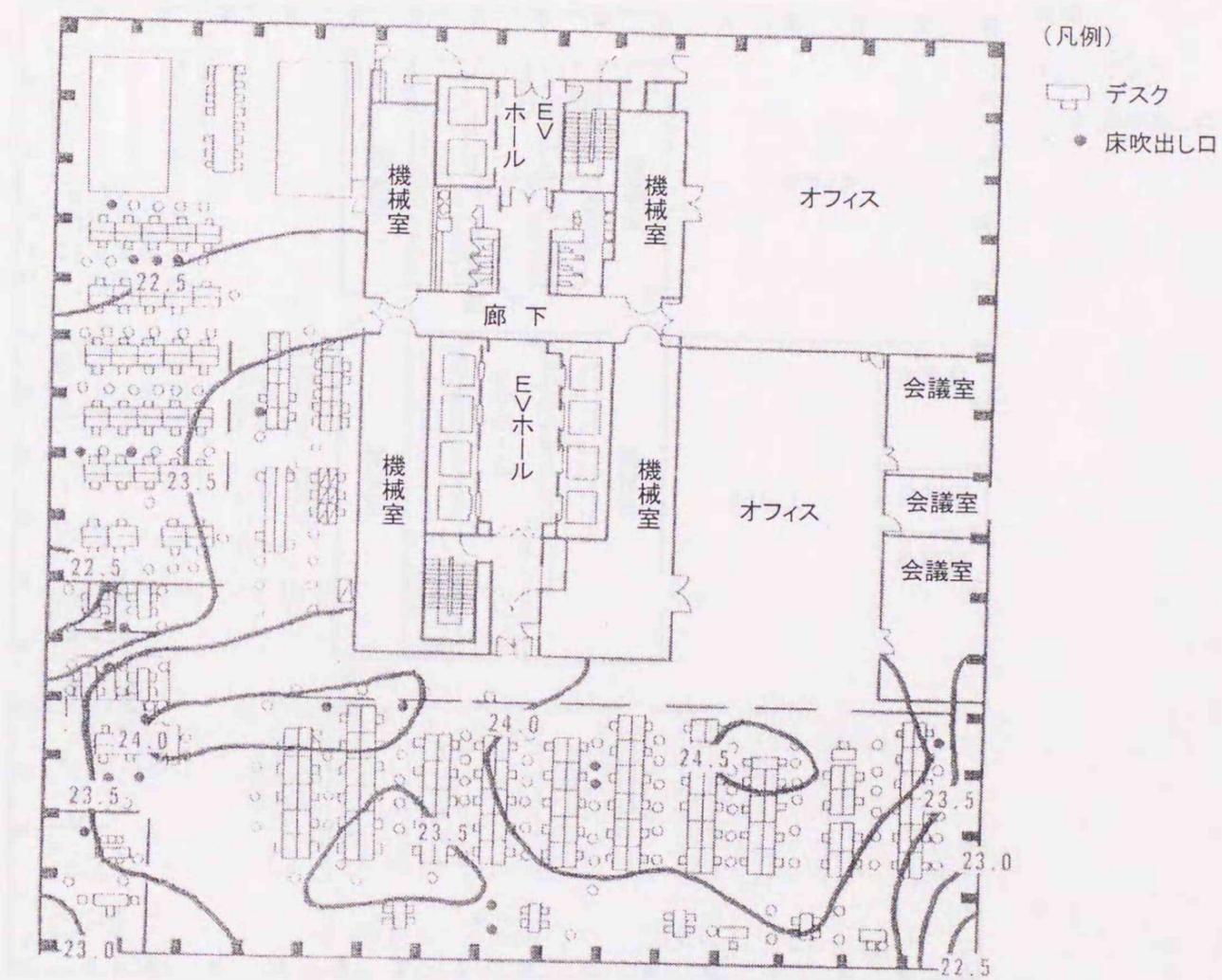


図7. 17 夏季室温分布(床上 1.1m)

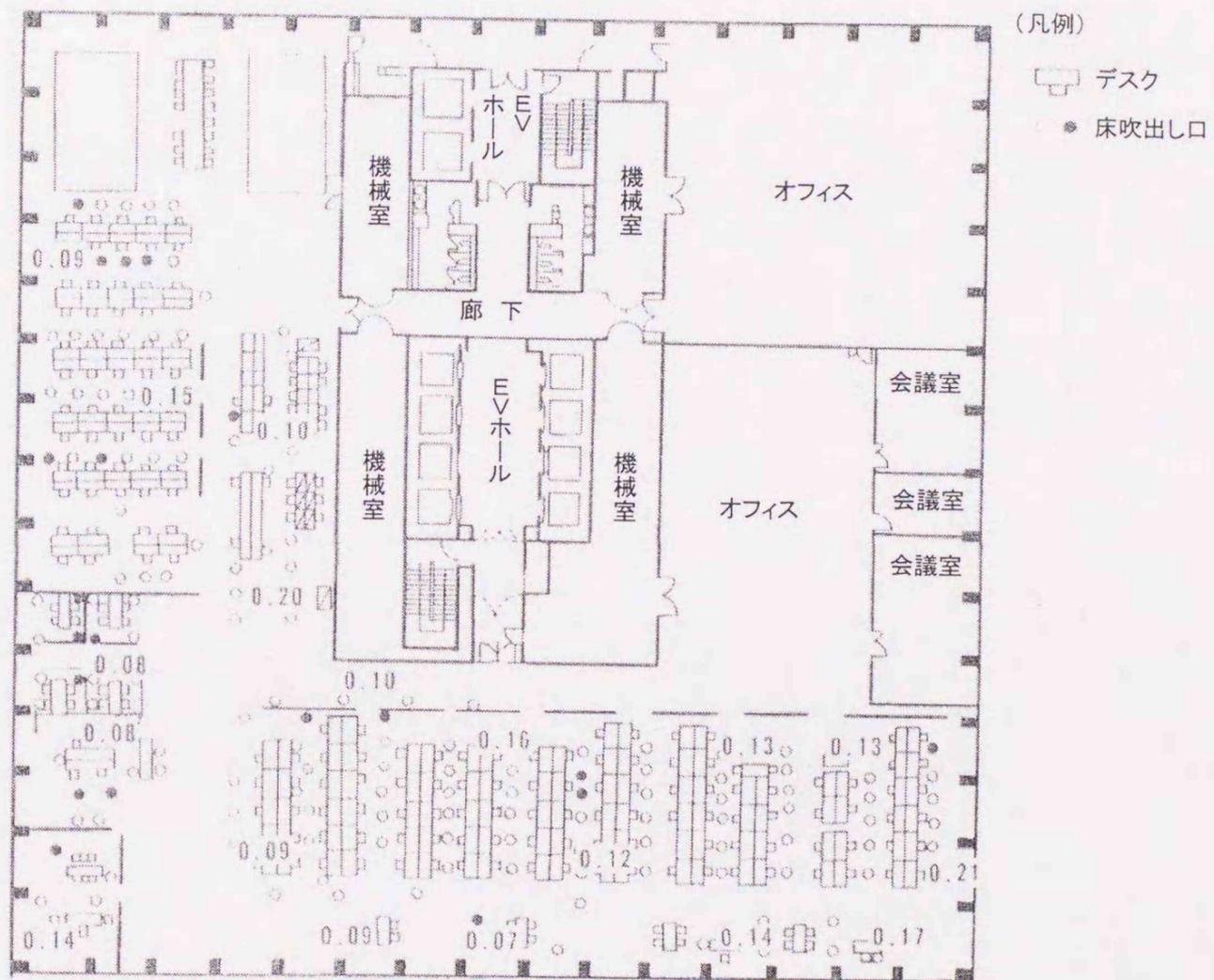


図7. 18 冬季室内気流速分布(床上 1.1m)

③PMV分布 (図7. 19)

温熱環境指標 PMV で評価すると-0.8~0.2 の範囲でややばらつきがあるが、室温分布と同じ傾向を示し、ほぼ中立な温熱環境であった。

④アンケート結果 (図7. 20)

オフィスにおけるアンケート調査結果、室内気流を「不快」とする者は男性のみ1.6%、「やや不快とする者は男性14%、女性25%であり、夏季と同様に、気流の快適さの点で概ね良好であった。

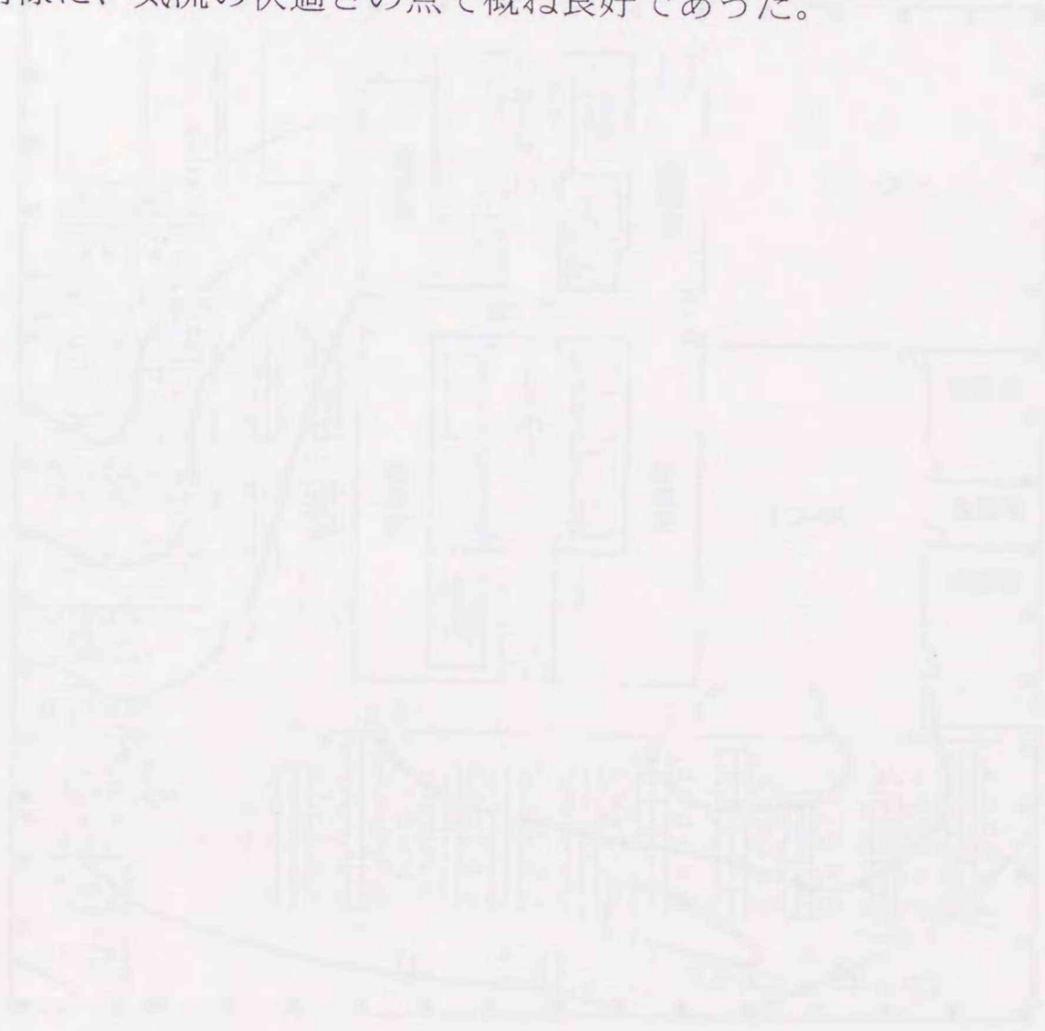


図7. 19 夏季PMV分布

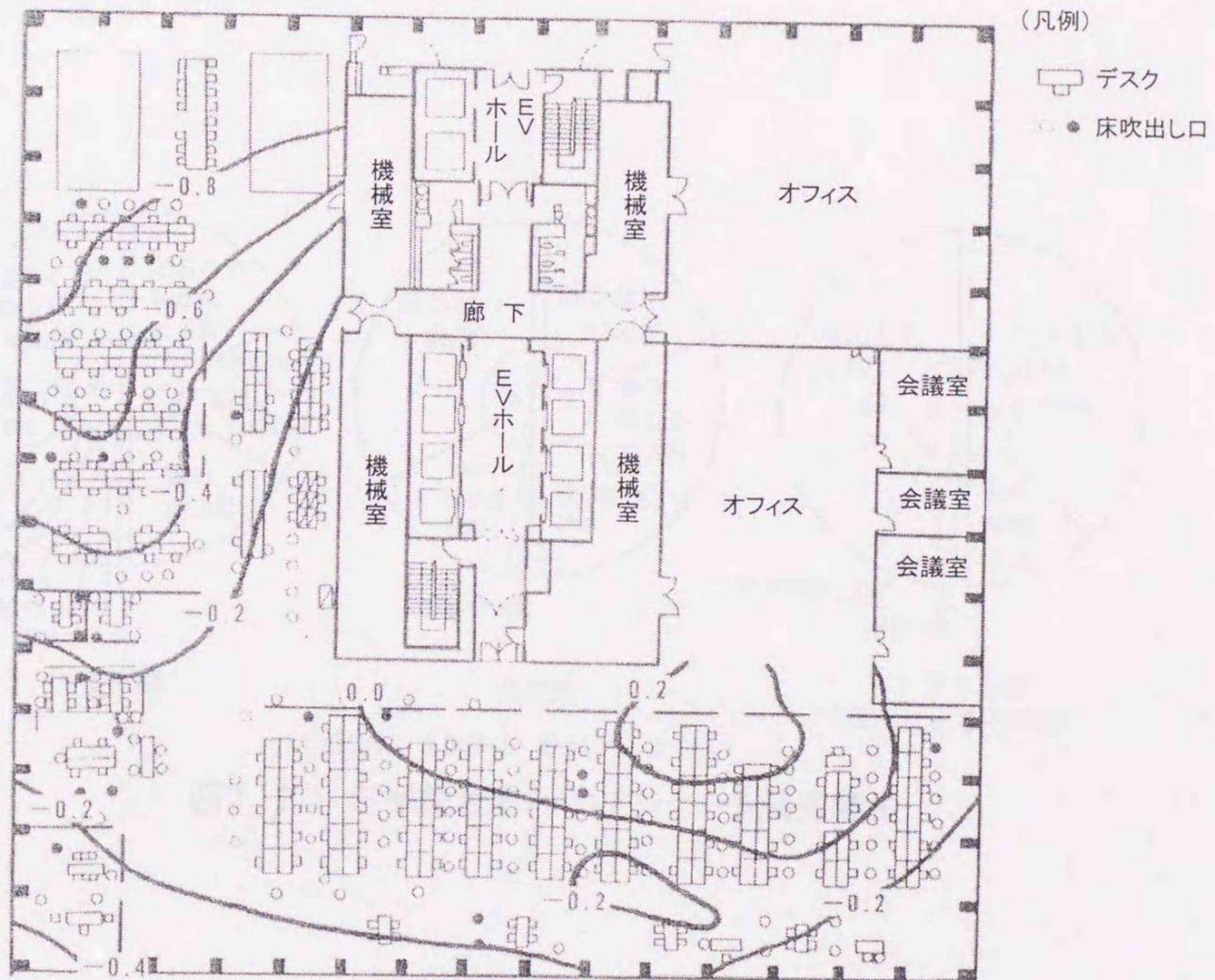
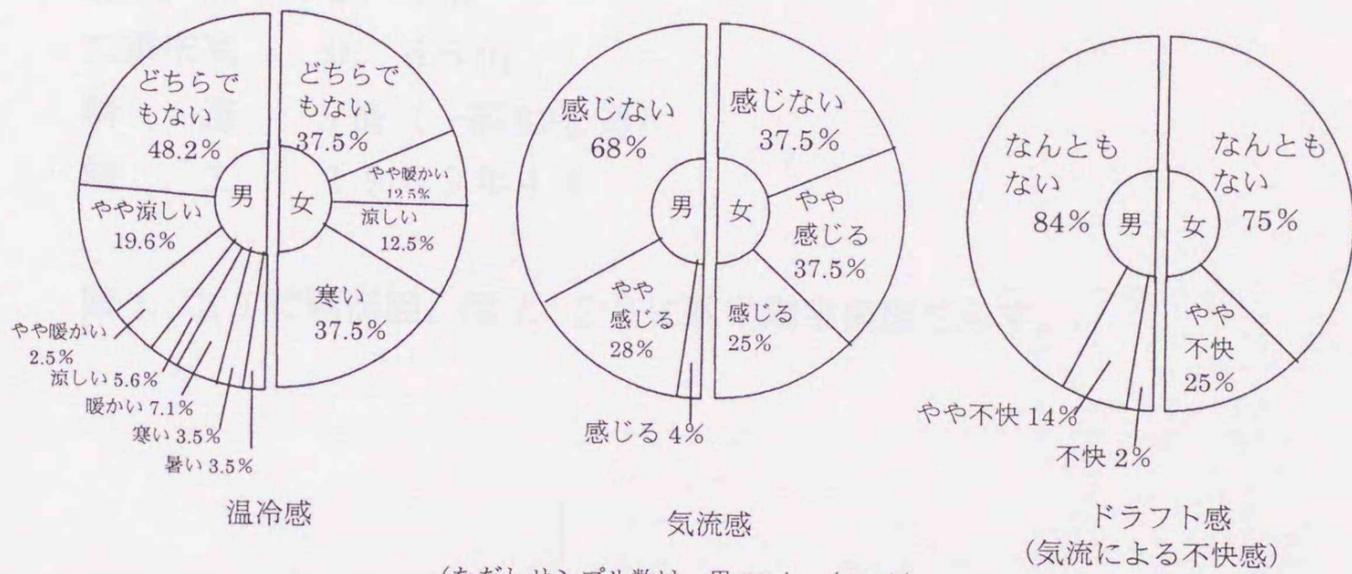


図7. 19 冬季PMV分布



(ただしサンプル数は、男 56 人、女 8 人)

図7. 20 冬季執務者へのアンケート調査結果

7. 4. 2 適用事例2

(1) 建築概要

建物名称	明治生命保険相互会社 (MTビル)
用途	情報センター
所在地	東京都江東区東陽町
敷地面積	12,743m ²
延床面積	45,1282m ²
規模	地下2階、地上9階、塔屋1階
階高	4.5m
天井高	2.6m
二重床高	0.65m
構造	S造 (一部SRC造)
竣工	1989年4月

図7. 21に断面図、図7. 22に基準階平面図を示す。

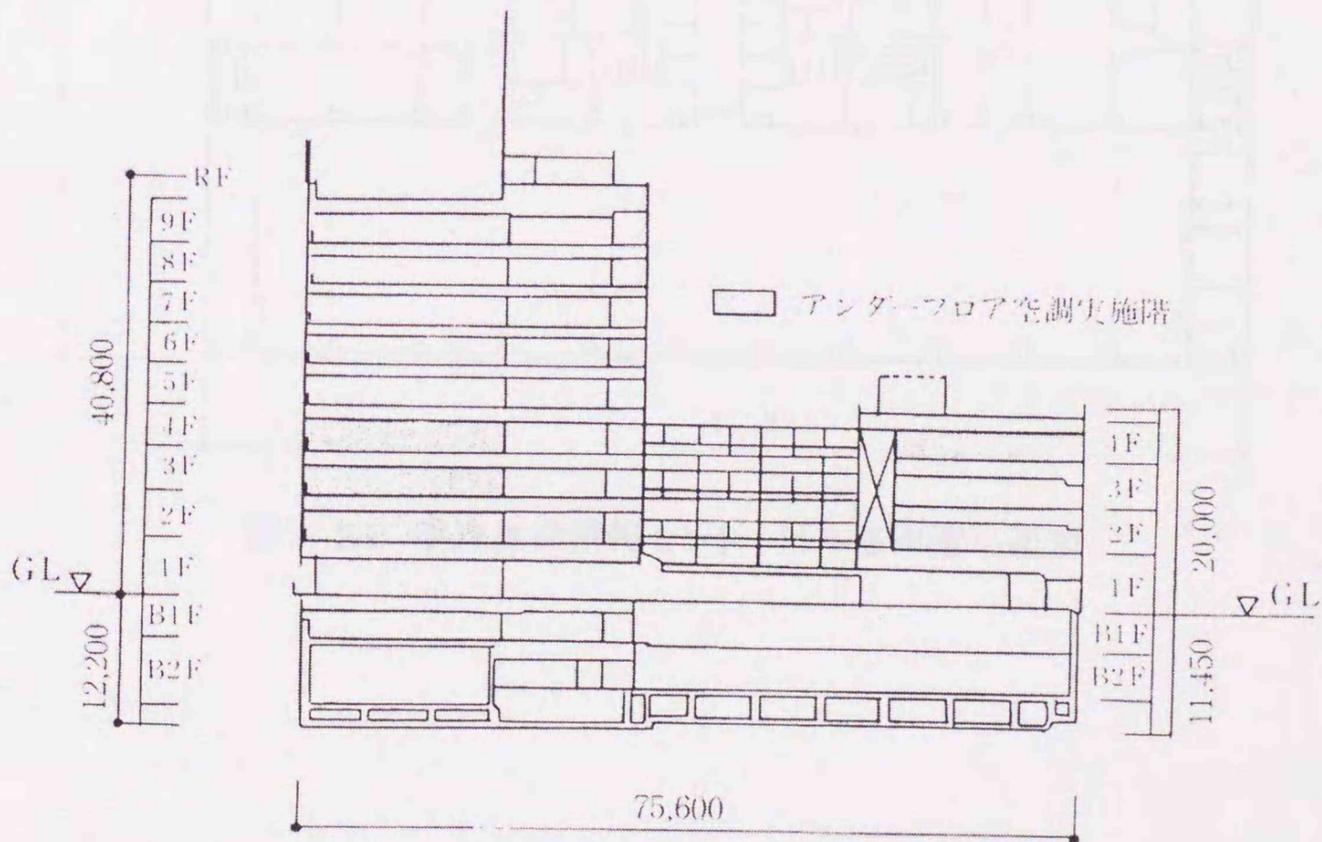


図7. 21 明治生命情報センタービル断面図

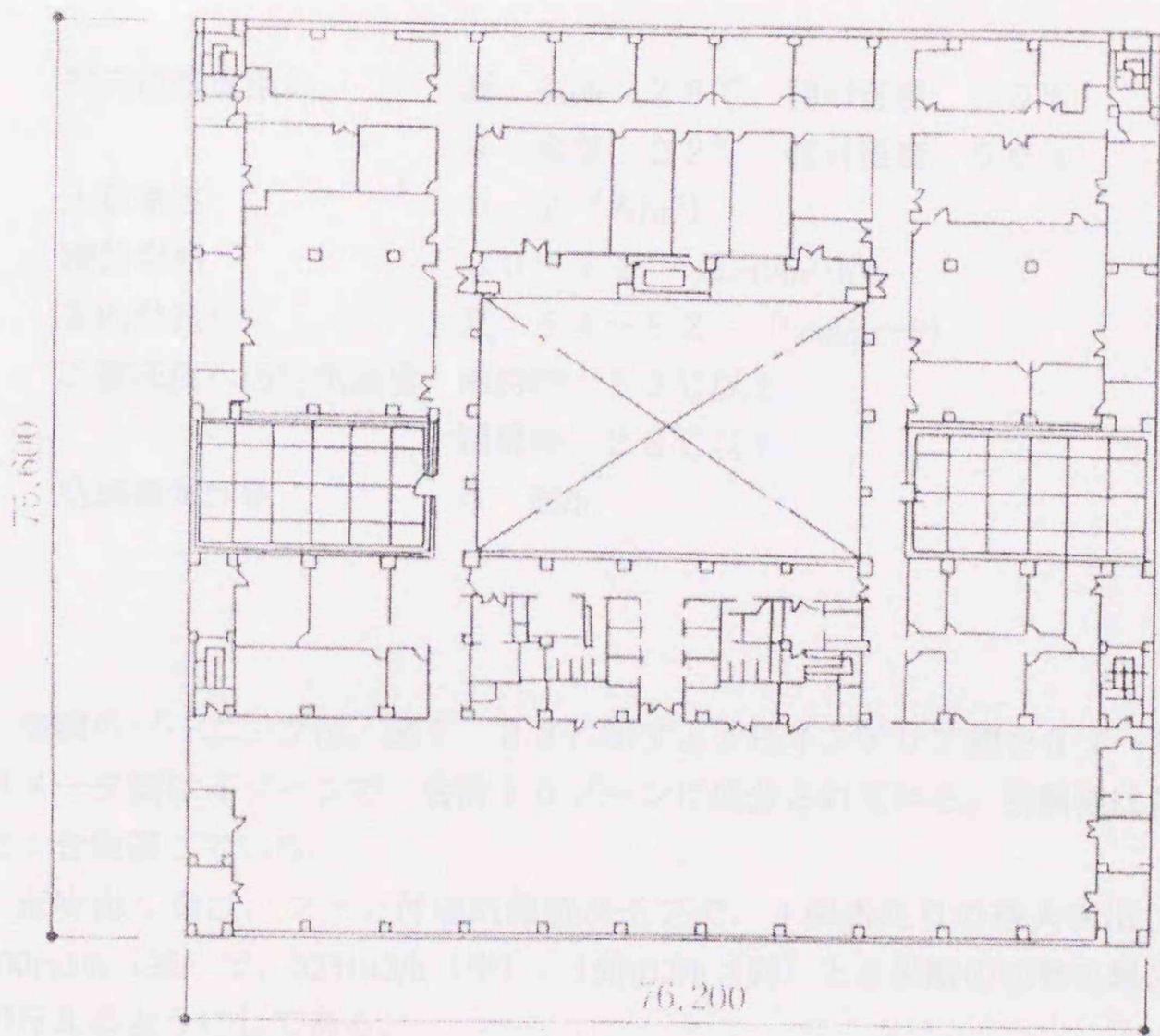


図7.22 明治生命情報センタービル基準階平面図

(2) アンダーフロア空調設備

空調システムの概要

明治生命ビル（以降MTビルと呼ぶ）は、高層棟の2～4階オフィスと低層棟の4階オフィスにアンダーフロアシステムを採用している。オフィスにおける空調条件を表7. 2に示す。

表7. 2 空調条件

室内温湿度条件	夏：室温 26℃、相対湿度 50% 冬：室温 22℃、相対湿度 50%
人員密度	0.2 (人/m ²)
機器発熱	30～44 (kcal/m ² ·h)
室内熱負荷	夏：64～82 (kcal/m ² ·h)
二重床内への給気温度	冷房時：19℃以上 暖房時：28℃以下
空調換気回数	8 回/h

空調のゾーニングは、図7. 23に示すようにインテリア側を6ゾーンに、ペリメータ側は4ゾーンで、合計10ゾーンに区分されている。空調機は各ゾーンに1台設置している。

床吹出し口は、ファン付旋回流型タイプで、1個当たりの最大吹出し風量は300m³/h（強）で、225m³/h（中）、150m³/h（弱）と3段階の切替を居住者自身が行えるようにしてある。

床吹出し気流は図7. 24に示すとおり、垂直断面におけるプロフィールは、旋回流タイプの特徴を良く示している。

空調制御の概要

各インテリアゾーンについては、1ゾーンを更に3分割し天井内に還気温度検出用のセンサーを設置し、空調機と床吹出し口風量を制御している。また各吹出し口は、自動制御系から切り離して、居住者の手動操作による風量制御（強・中・弱）も可能である。

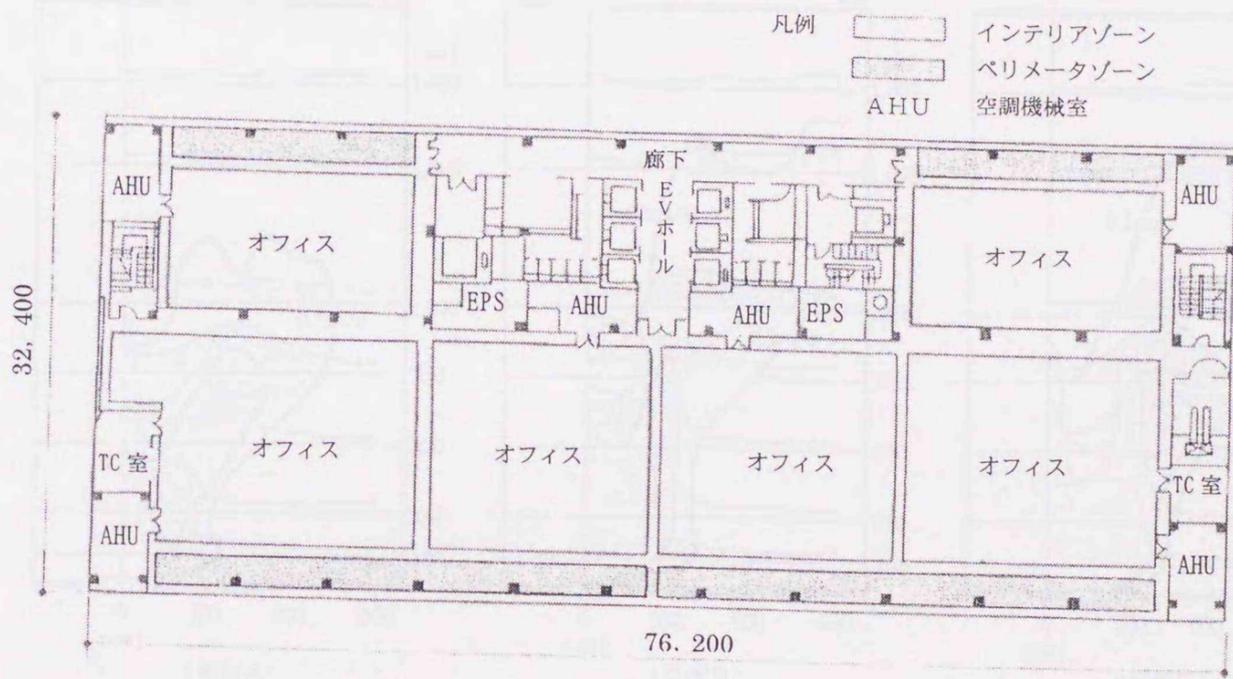


図7. 23 基準階空調ゾーニング

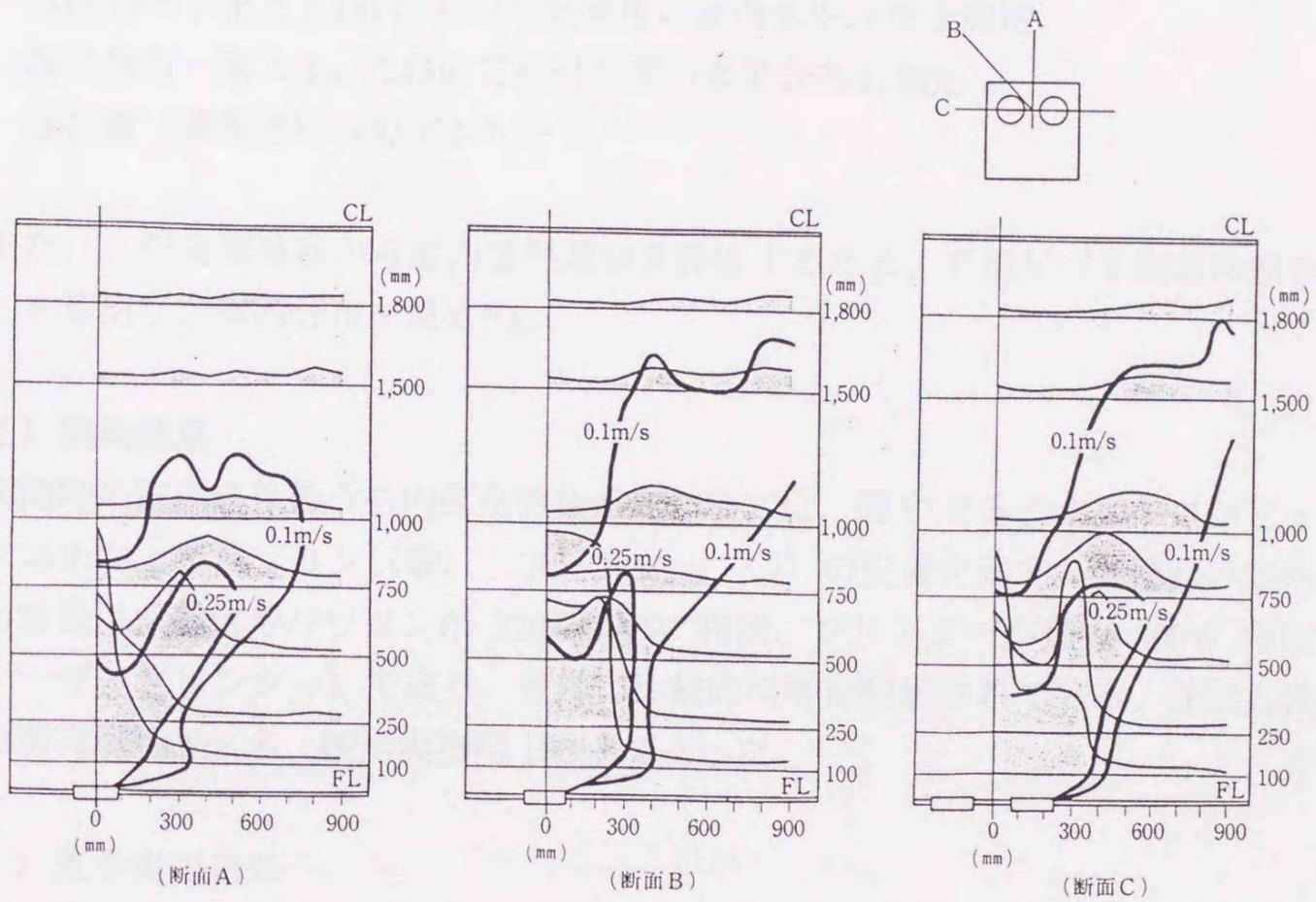


図7.24 吹出し気流プロフィール

(3) 室内環境性能実測項目

アンダーフロア空調システムによる室内温熱環境性能を評価するために、実測を行った項目は以下の各項目である。実測は、夏季ならびに冬季において行った。

実測項目

室温分布：床上 1.1m において室温の室内水平分布を測定

グローブ温度分布：床上 1m においてグローブ温度の水平分布を測定

気流分布：床上 1.1m において気流速の室内水平分布を測定

湿度分布：床上 1m において相対湿度の水平分布を測定

居住者（執務者）へのアンケート

また、上記実測項目から室内温熱環境を評価するため、PMV（予測温冷感申告）を算出し、室内分布を求めた。

(4) 実測結果

実測時の室内条件のうち内部発熱負荷については、図 7.25 にホストコンピュータ端末およびパソコン（●）、プリンター（○）の配置を示す。各機器の定格電力容量は、端末やパソコンが 220～370W 程度、プリンターが最大 800W 程度（レーザープリンター）であり、室内に比較的均等に配置されている。在室人員は冷房実測時 118 名、暖房実測時 100 名であった。

1) 夏季実測結果

① 室温分布（図 7.26）

オフィス床上 1.1m の室温分布を示す。オフィス全体に 24.5～25.5℃で分布している。さらに、室温の上下分布については床上 0.1, 1.0, 0.6, 1.1, 1.7, 2.1m における測定値を示す（図 7.27）。いずれの点も上下温度差は 1℃以内であり、アンダーフロア空調システムの特徴を示している。

② 気流分布（図 7.28）

室内の気流分布については、吹出し口の直上を除いて 0.1～0.15m/s の範囲に分布している。

③ PMV 分布（図 7.29）

温熱環境評価指標である PMV の分布は、-0.2～0.2 の範囲に分布している。

④ アンケート結果（図 7.30）

気流に関するアンケート調査では、男性の 9%、女性の 11% がドラフトを感じていた。但し既存ビルで天井吹出し方式のもとでのアンケート結果

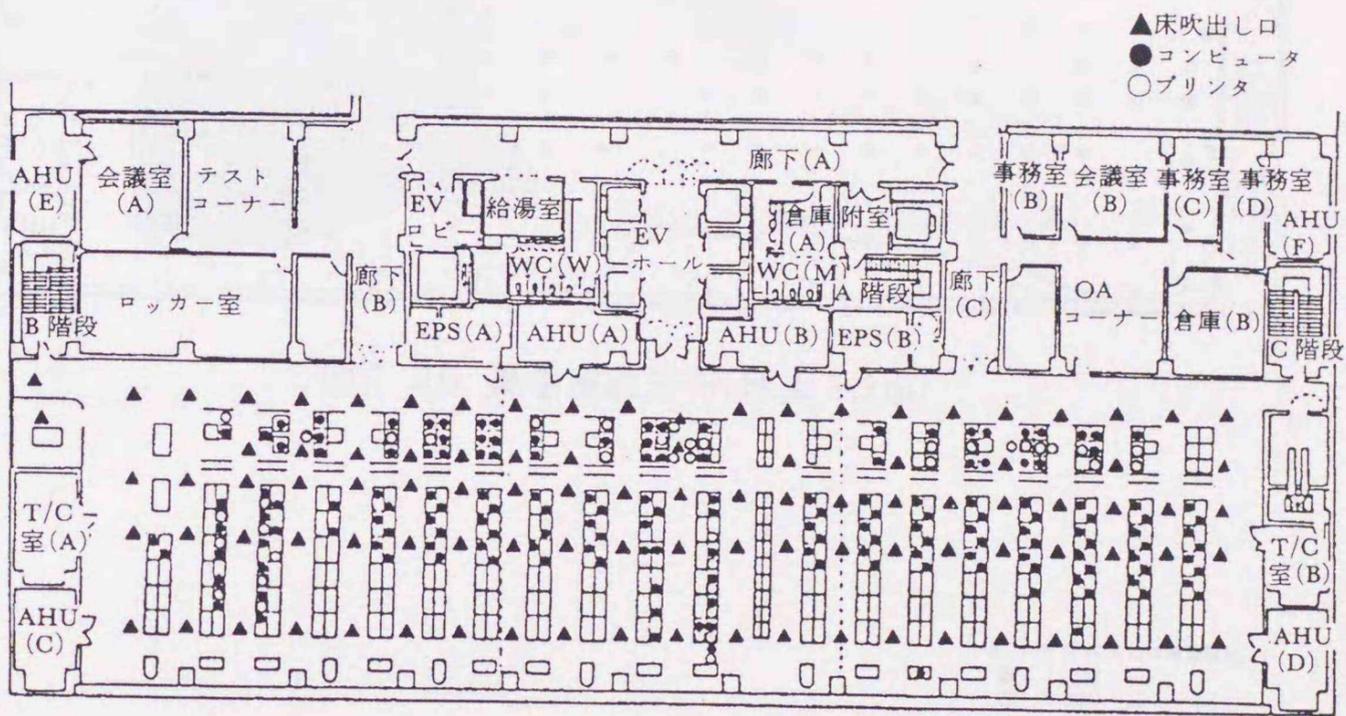


図7. 25 室内発熱機器等の配置図

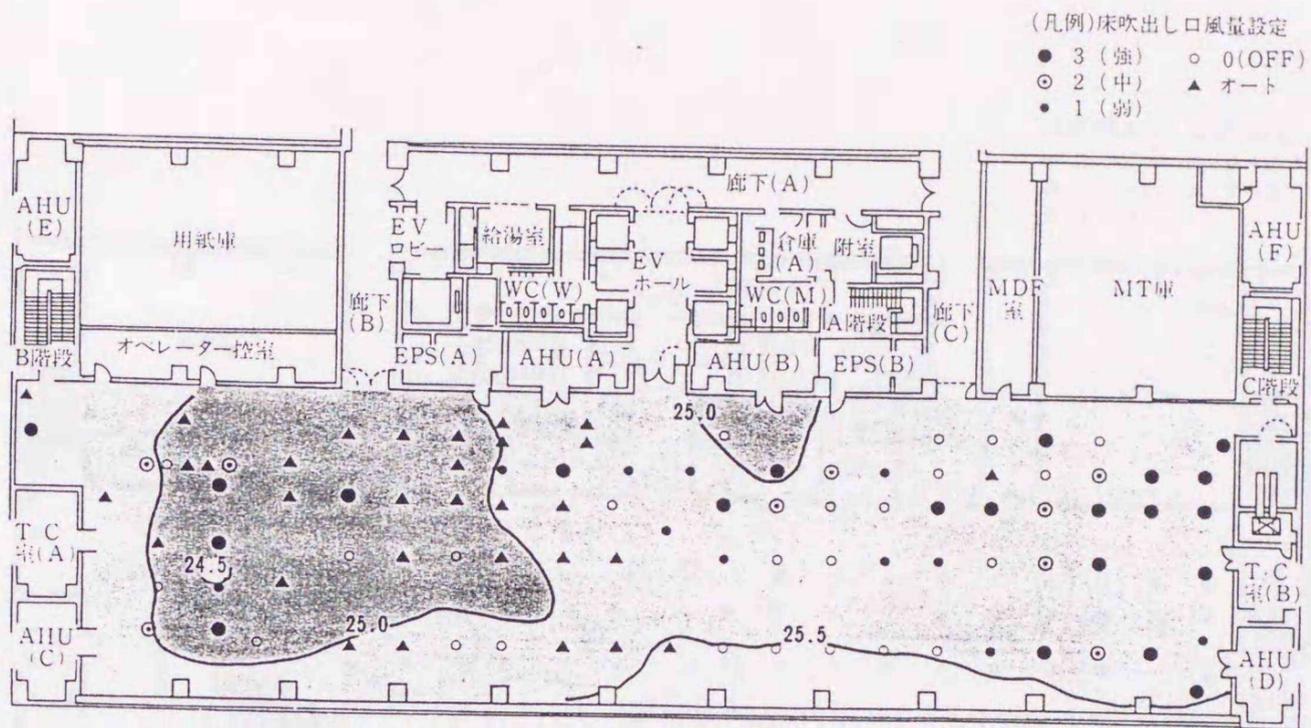


図7. 26 夏季室温分布(床上 1.1m)

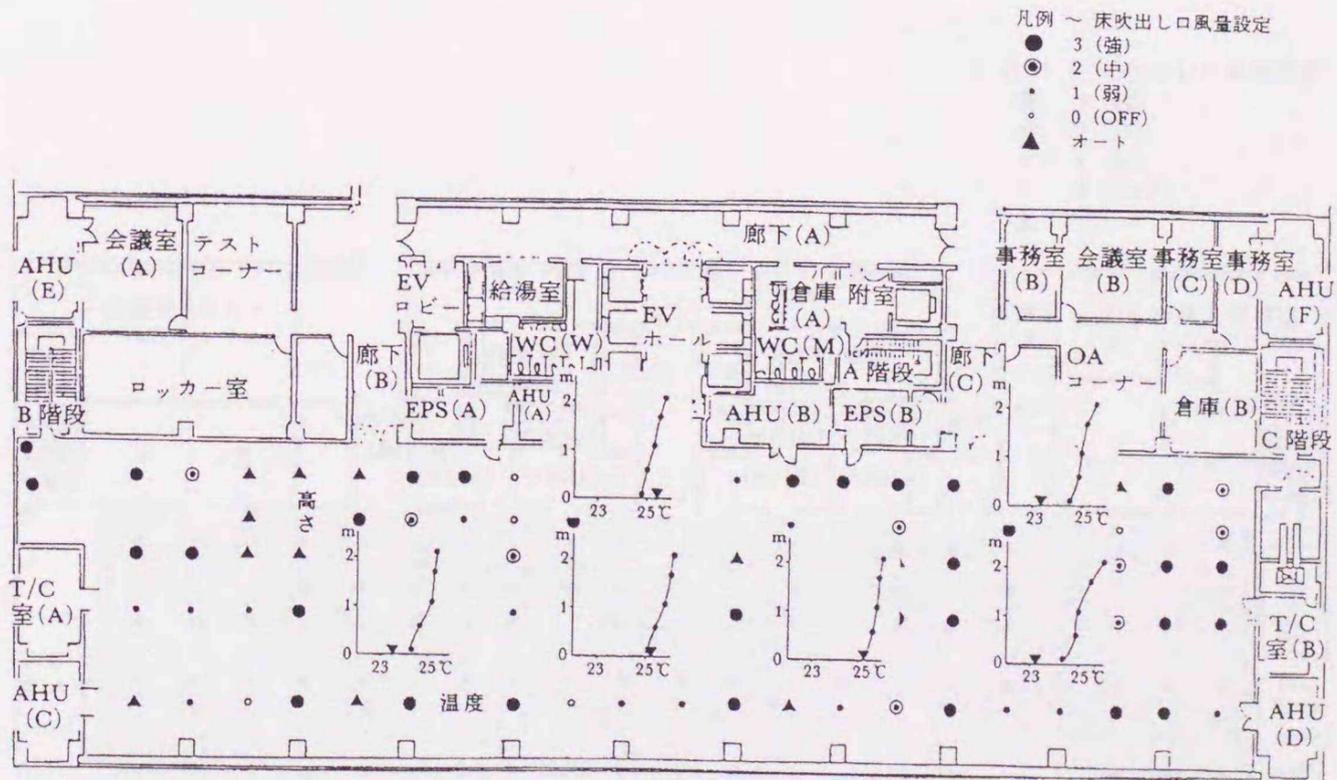


図7. 27 夏季室温上下分布

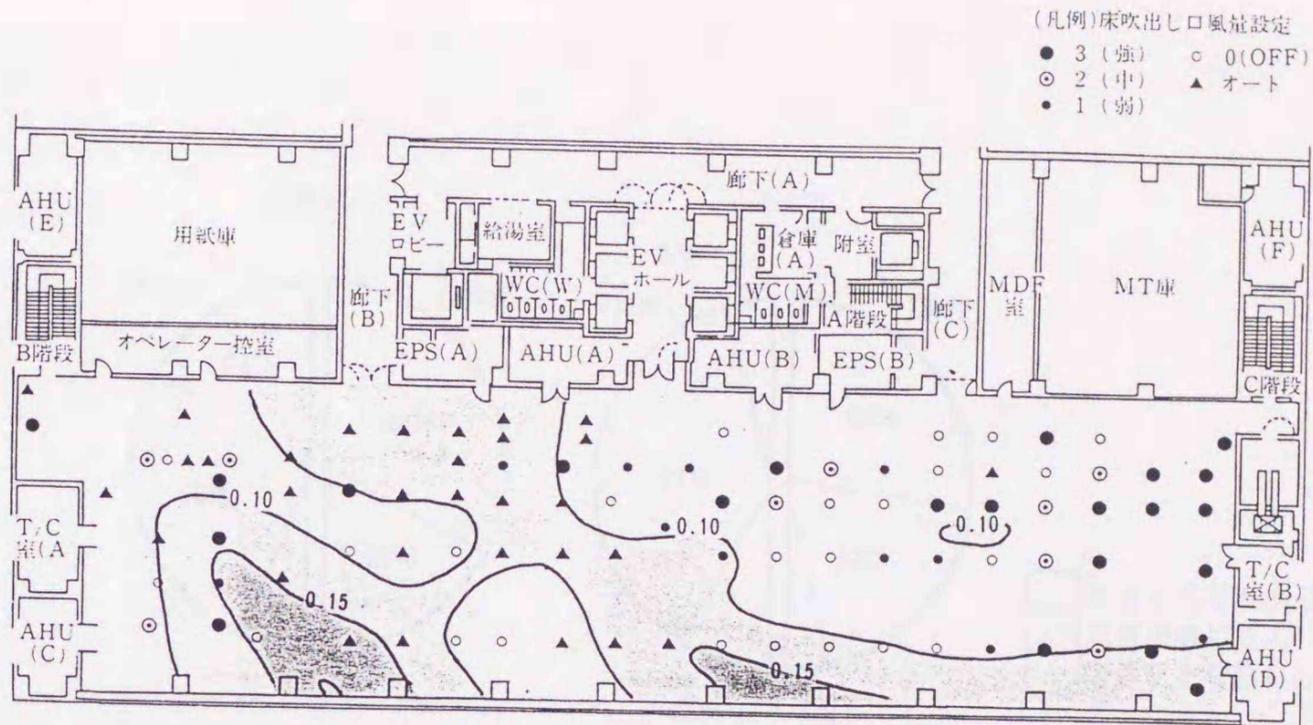


図7. 28 夏季室内気流速分布(床上 1.1m)

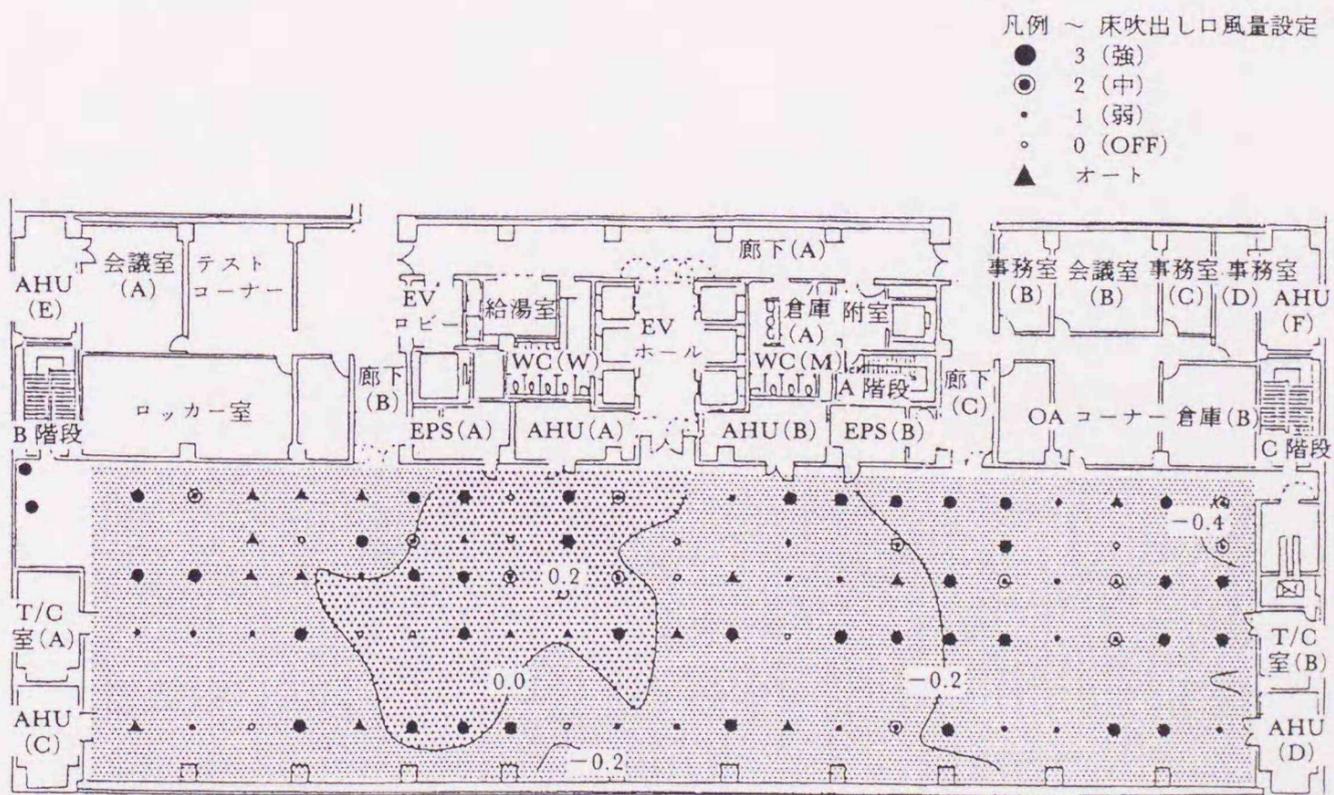


図7. 29 夏季PMV分布

では、男女平均 13%以上でありドラフトについては今回の結果は十分に
 良好な結果といえる。

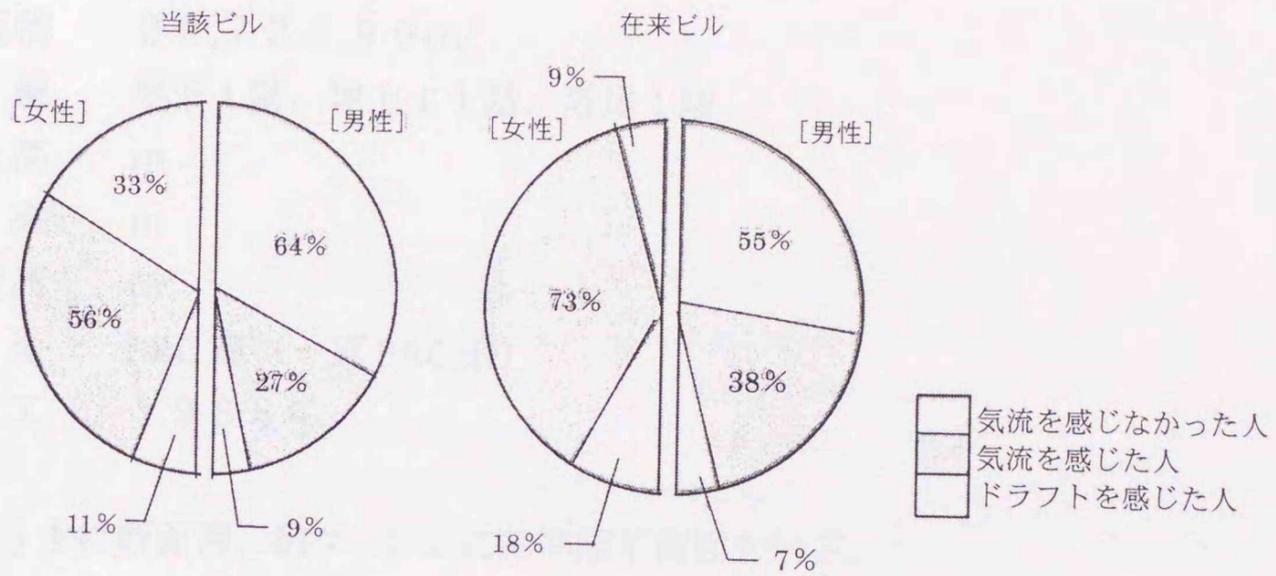


図7. 30 夏季執務者へのアンケート結果

7. 4. 3 適用事例3

(1) 建築概要

建物名称	大和永代ビル (EDビル)
用途	情報センター
所在地	東京都
敷地面積	4,958m ²
延床面積	20,734.99m ²
規模	地下1階、地上11階、塔屋1階
階高	m
天井高	m
二重床高	m
構造	SRC造 (一部SRC造)
竣工	1988年

図7. 31に断面図、図7. 32に基準階平面図を示す。

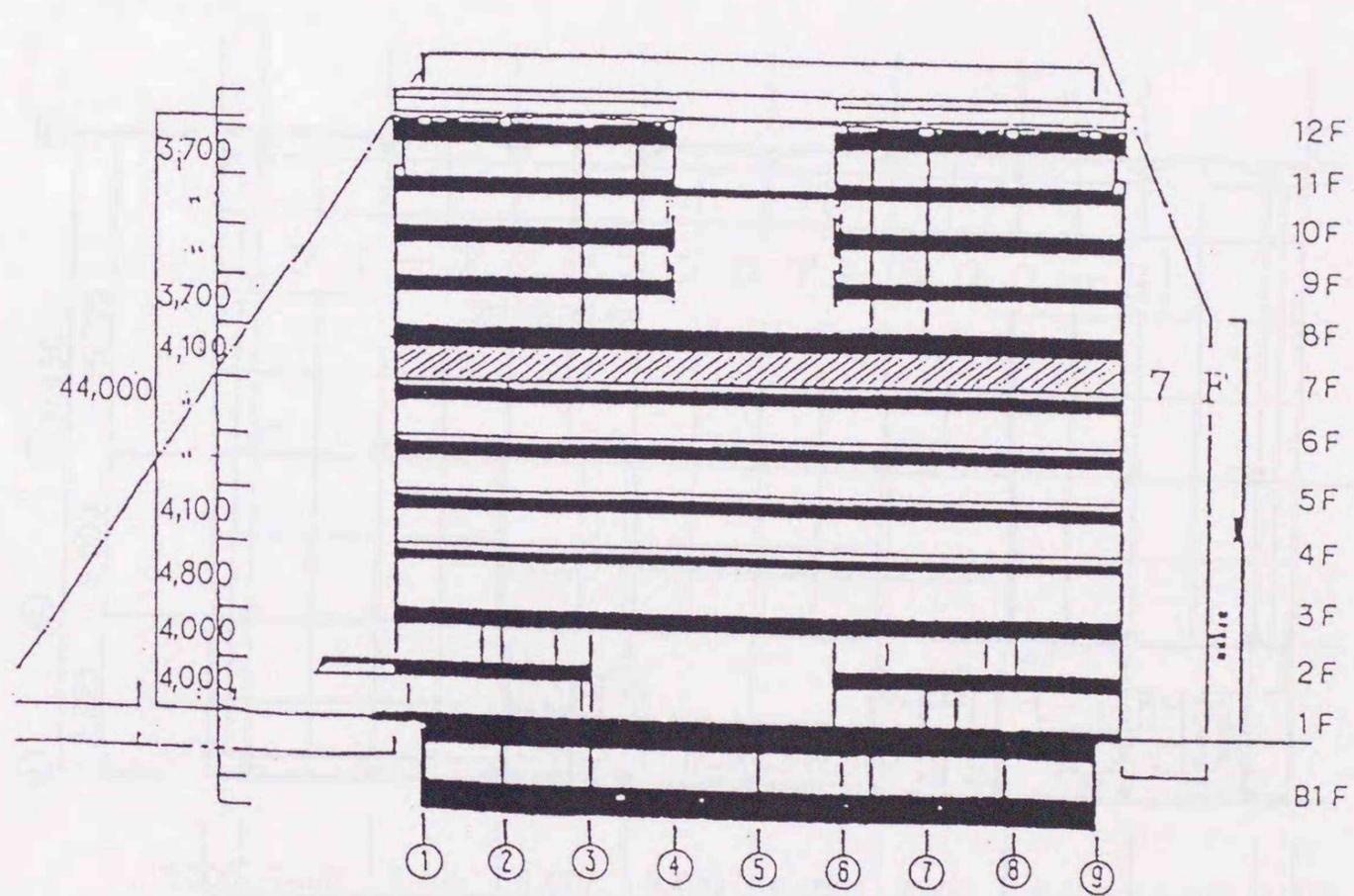


図7. 31 大和永代ビル断面図

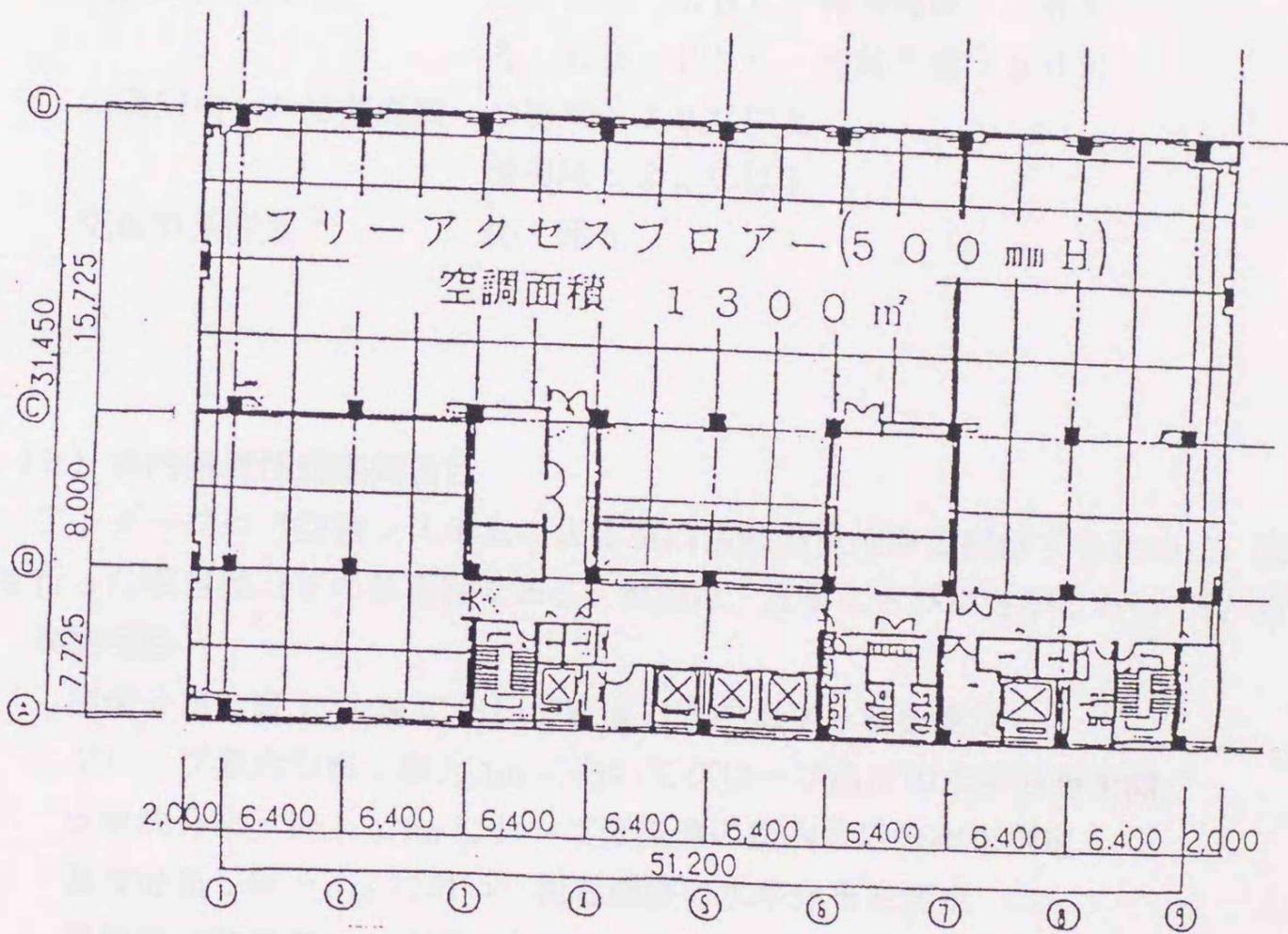


図7.32 7F事務室階平面図

(2) アンダーフロア空調設備

空調システムの概要

大和永代ビル（以降DEビルと呼ぶ）では、既存建物の7階を改修し二重床仕様にしてアンダーフロア空調システムを導入した。における空調条件を表7.3に示す。床吹出し口の配置を図7.3.3に示す。

表7.3 空調条件

室内温湿度条件	夏：室温 26℃、相対湿度 50%
	冬：室温 22℃、相対湿度 50%
二重床内への給気温度	冷房時：19℃以上 暖房時：28℃以下
空調換気回数	10 回/h

(3) 室内環境性能実測項目

アンダーフロア空調システムによる室内温熱環境性能を評価するために、実測を行った項目は以下の各項目である。実測は、夏季ならびに冬季において行った。

実測項目

室温分布：床上1.1mにおいて室温の室内水平分布を測定

グローブ温度分布：床上1mにおいてグローブ温度の水平分布を測定

定気流分布：床上1.1mにおいて気流速の室内水平分布を測定

湿度分布：床上1mにおいて相対湿度の水平分布を測定

居住者（執務者）へのアンケート

また、上記実測項目から室内温熱環境を評価するため、PMV（予測温冷感申告）を算出し、室内分布を求めた。

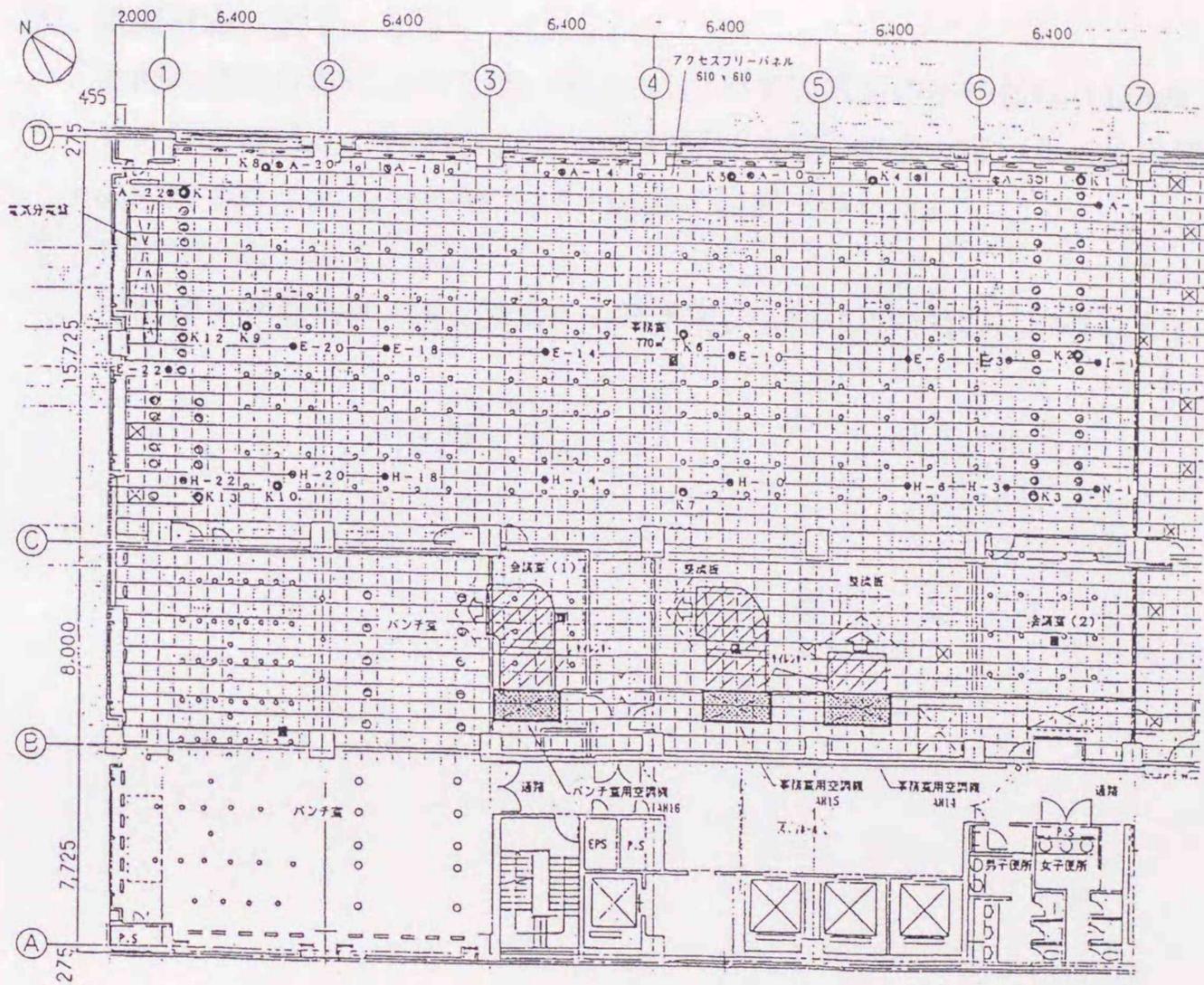


図7. 33 アンダーフロア空調平面図(空調機、整流板(パンチングメタル)および床吹出し口の配置)

- ◎: 吹出しログリル直径 200φ
- : 吹出しログリル直径 150φ
- : VHSタイプ 450mm × 100mm

(4) 実測結果

1) 夏季実測結果

① 室温分布 (図7. 34)

オフィス床上 1.1m の室温分布を示す。オフィス全体がほぼ均一で 25℃を
中心に ±1℃ の範囲に分布している。

② 気流分布 (図7. 35)

室内の気流分布については、床上 1.1m の平均風速の平均値は 0.12m/s で、
その分布幅は 0.07~0.16m/s と比較的 low 風速域に納まっている。乱流強度
の平均値は 28% で分布幅は 15~46% の範囲であった。

③ PMV 分布 (図7. 36)

温熱環境評価指標である PMV の分布は、0.5~1.0 の範囲に分布している。

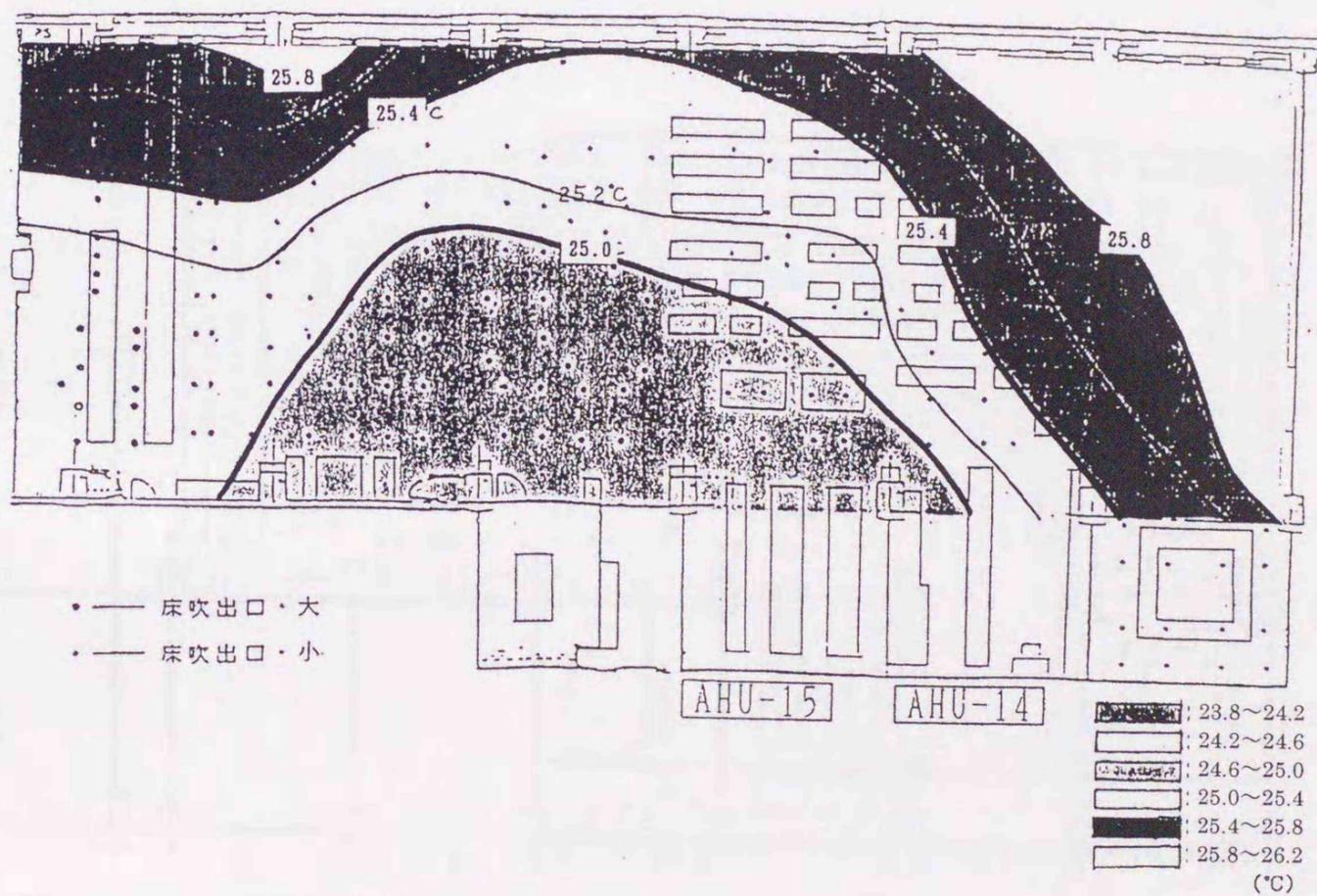


图7. 34 床上温度(FL+1.1m)分布 1988年8月23日 10:00

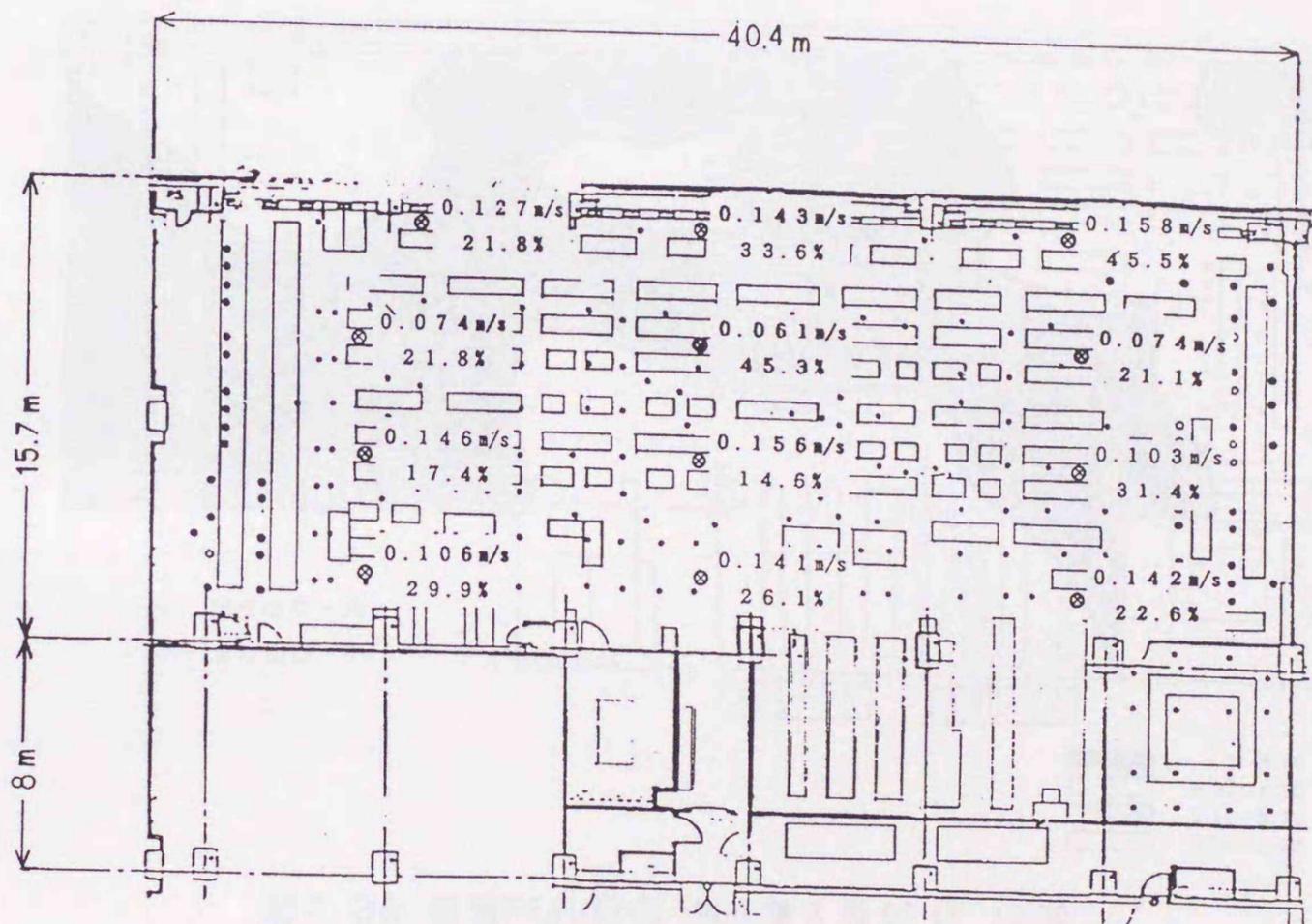


图7.35 夏季居住域气流分布 1988年8月23日
 图中各点 上段 平均风速 (m/s)
 下段 乱流强度 (%)

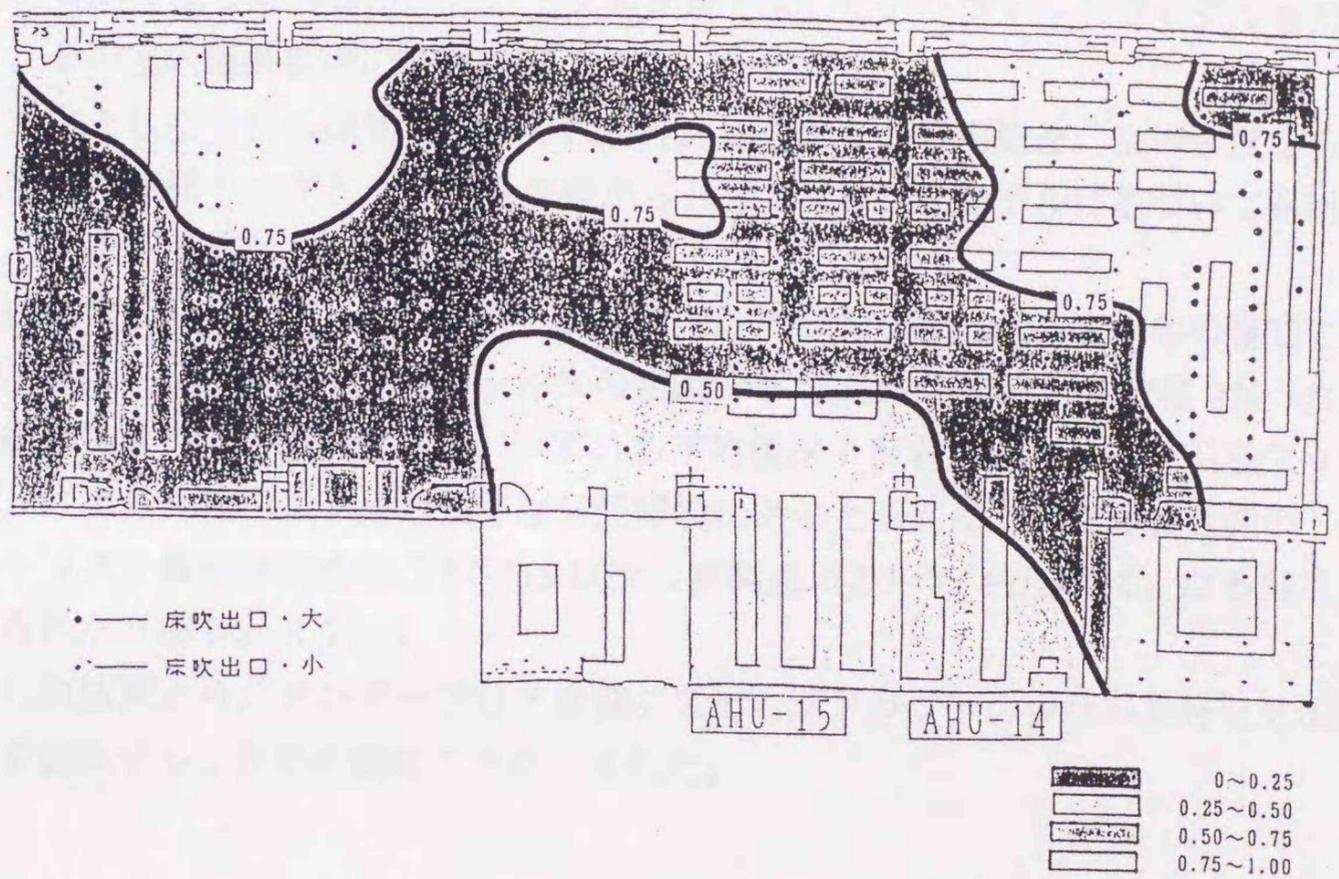


图7.36 夏季PMV分布 1988年8月23日 10:00

7. 4. 4 実測結果の考察

アンダーフロア空調システムを実際に導入した建物において、その室内温熱環境実測をおこない、概ね良好な環境性能を実現できることを検証した。本空調システムは、特に既存の天井吹出し空調方式と比較して、気流によるドラフトが少なく、居住者の快適性をより向上する目的で開発された。今回実施適用し実測評価を行った3件の建物について、特にドラフトに関する評価を行う。既に実測結果で2件の建物については、居住者へのアンケートで気流感ならびにその快・不快を実測検証しているが、ここでは第5章で示したドラフトリスクモデルを用いて、その室内温熱環境の評価を行う。

対象とした3件の建物より得られた各評価位置での平均風速、乱流強度ならびに室温の実測データと、それらの値からドラフトリスクモデルに基づいて算出した不快者率を表7. 5に示す。

各建物別にドラフトによる不快者率は、DEビルでは2.4%~12.6%の範囲で平均7.5%、MTビルでは2.5%~23%の範囲で平均7.3%、TDビルでは2%~17%の範囲で平均7.6%であった。いずれも平均値は7%台でありドラフトリスクモデルによる評価では十分に良好な気流環境にあると云える。実施建物3件のドラフトリスク観測評価点のうち85%以上の観測点において $PD \leq 10\%$ となる結果が得られた(図7. 37)。

この結果より、アンダーフロア空調システムがドラフトの少ない良好な気流環境を提供することが可能なことが示された。

表7. 5 室内測定点におけるドラフトによる予測不快者率

測定点	平均風速(m/s)	乱流強度(%)	室温(°C)	PD(%)
ダイヤビル5号館				
D1	0.10	41.9	24.0	7.3
D2	0.19	37.6	24.0	17.0
D3	0.09	50.1	24.0	6.5
D4	0.06	37.9	25.0	2.0
D5	0.08	48.1	25.0	4.6
D6	0.08	45.6	25.0	4.1
D7	0.12	39.5	26.0	7.5
D8	0.14	31.5	25.0	9.6
D9	0.15	39.8	26.0	10.2
明治生命東陽町(情報センセンター)				
T1	0.08	32.7	25.4	4.1
T2	0.14	29.1	25.0	9.1
T3	0.11	45.5	25.2	7.7
T4	0.07	28.3	25.6	2.5
T5	0.22	48.0	24.4	23.0
T6	0.07	43.8	26.0	3.4
T7	0.12	32.1	25.4	7.7
T8	0.13	36.3	25.9	8.1
T9	0.07	36.6	26.1	2.9
T10	0.09	34.7	26.4	4.5
T11	0.13	54.6	26.1	8.9
T12	0.08	73.6	26.2	4.6
T13	0.12	49.2	25.9	8.2
T14	0.14	33.6	25.6	8.7
T15	0.13	31.1	25.6	8.0
T16	0.11	56.4	25.6	8.0
T17	0.10	80.0	25.6	4.0
T18	0.08	38.8	25.6	3.0
T19	0.14	33.6	25.0	9.5
T20	0.16	31.3	24.8	11.6
T21	0.11	36.7	25.2	6.7
ダイヤ永代ビル				
E1	0.127	21.8	24.8	7.8
E2	0.074	21.8	24.8	3.4
E3	0.146	17.4	24.6	8.9
E4	0.106	29.9	24.6	6.7
E5	0.143	33.6	24.6	10.5
E6	0.061	45.3	24.3	2.4
E7	0.156	14.6	24.3	9.6
E8	0.141	26.1	24.3	9.8
E9	0.158	45.5	25.3	12.6
E10	0.074	21.1	25.0	3.3
E11	0.103	31.4	24.8	6.4
E12	0.142	22.6	24.8	9.0

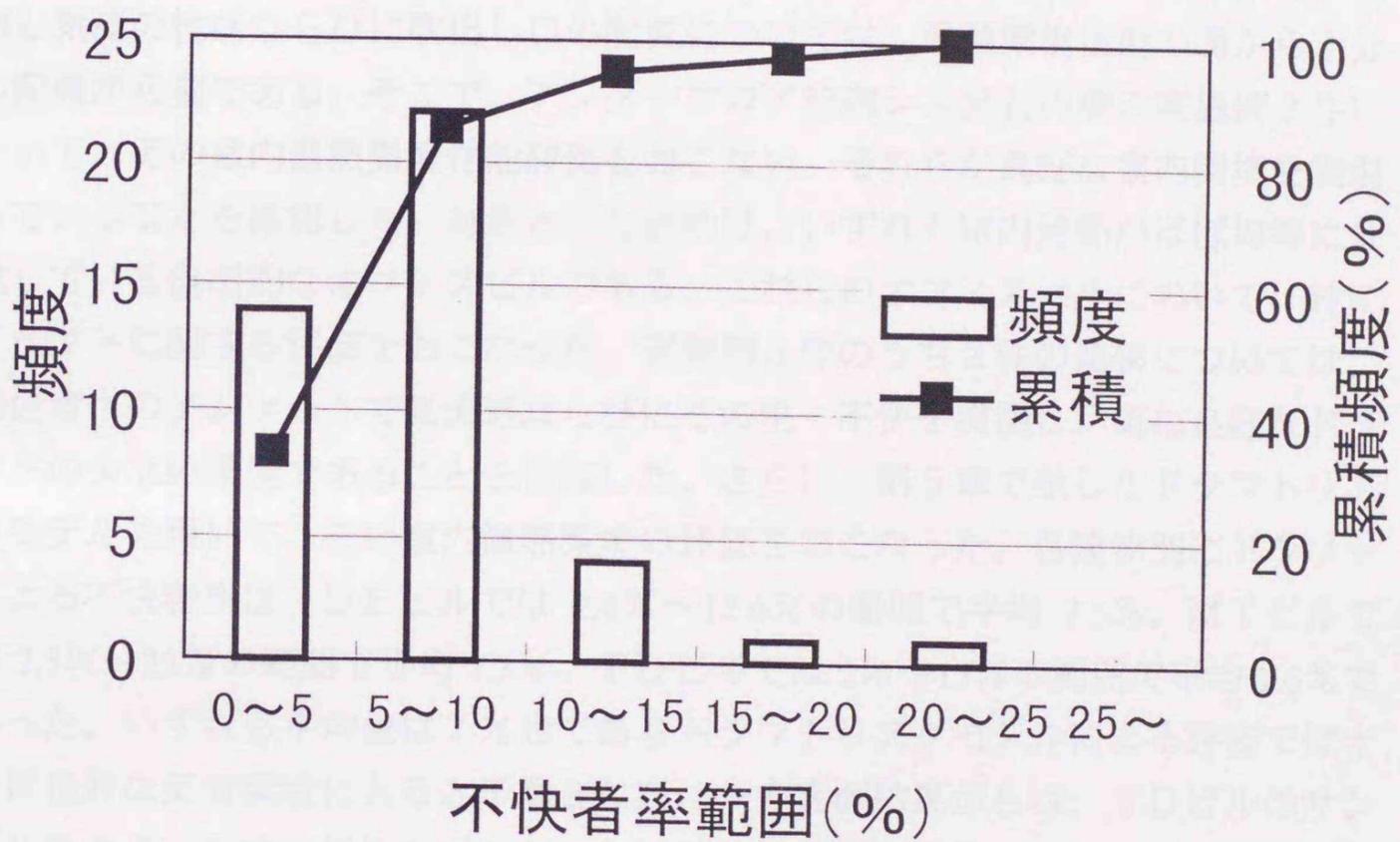


図7.37 室内観測点におけるドラフトによる予測不快者率

7. 5 まとめ

本章では、アンダーフロア空調システムの設計基本条件として、室内設計条件、空調機の受け持ち範囲とゾーニング、吹出し口の性能、吹出し口の配置、空調用サプライチャンバーとしての二重床の条件などについて述べた。

さらに、アンダーフロア空調方式を適用した建物で、その室内温熱環境について気流によるドラフトを含めて評価した。

アンダーフロア空調システムは、居住者近傍の床上に吹出し口があるため、吹出し気流の性状ならびに吹出し口の配置については、温熱環境性能の面から十分な配慮が必要である。そこで、アンダーフロア空調システムの導入実施例3件について、その室内温熱環境性能評価をおこない、それらが良好な室内環境を実現していることを確認した。対象とした建物は、いずれも室内発熱がほぼ均等に分散している典型的なオフィスビルである。これらのオフィスビルにおいて、特にドラフトに関する評価をおこなった。実測例3件のうち2件の建物については、居住者へのアンケートで気流感ならびにその快・不快を実測し、概ね良好なドラフトの少ない環境であることを検証した。さらに、第5章で示したドラフトリスクモデルを用いて、その室内温熱環境の評価をおこなった。各建物別にドラフトによる不快者率は、DEビルでは2.4%~12.6%の範囲で平均7.5%、MTビルでは2.5%~23%の範囲で平均7.3%、TDビルでは2%~17%の範囲で平均7.6%であった。いずれも平均値は7%台でありドラフトリスクモデルによる評価では十分に良好な気流環境にあると予測された。一方実測結果からは、TDビルのサンプル数の多い夏季の男性のアンケート結果による不快者率2%、ならびにMTビルの男女平均の不快者率10%は、それぞれドラフトリスクモデルによる予測値の平均値とはややズレがあるものの、オーダー的には有効な結果と考えられる。

以上の結果より、アンダーフロア空調システムがドラフトの少ない良好な気流環境を提供することが可能であることが示された。また、ドラフトリスクモデルが、空調された室内の気流に関する環境評価に概ね有用であることを確認した。

第7章の参考文献

- [1]半澤 久,樋口祥明, 低床式アンダーフロア空調システムの二重床内気流分布に関する研究, 日本建築学会技術報告集, 第3号 (1996), 200-205

第8章 結言

本論文では、人体局所のドラフトに着目し、まずその評価法を構築し、その評価法に基づいて良好な温熱環境が提供できるアンダーフロア空調システムを開発した。さらにその実施例における実測評価によりその有用性を検証した結果をまとめた。ドラフトについての評価法は、ドラフトリスクモデルと呼ぶ数学モデルで、平均風速、乱流強度、室温の3物理要素から評価するものである。またアンダーフロア空調システムは、室内気流によるドラフトの少ない空調方式として開発した。本空調方式の主構成要素である床吹出し口は、必要性能を満たすように開発した。さらにそのシステム設計は、建築計画上の配慮ならびに空調設備計画上の配慮を行い適正に設計するための基本事項を示した。本研究を通して、ドラフトリスクモデルの評価法としての有用性を実際の空調システム評価に適用することで検証し、同時にアンダーフロア空調システムがドラフトの少ない空調方式であることを確認した。本研究において得られた成果を要約すると、以下のとおりである。

第1章では、序論として冷暖房・空調環境における既往の課題から、局所温冷感とりわけ気流に起因するドラフトに関する評価法の必要性を述べ、その実務面での解決策としてのアンダーフロア空調システム開発の意義を述べた。

第2章では、本研究関連する既往研究について概説し、本研究の目的ならびに位置づけを述べた。

第3章では、空調環境における熱的快適性について、まず全身温冷感に関する既往の評価指標を概説した。次に人体と温熱環境との熱平衡式について述べ、熱的快適性が成立する条件を提示した。さらに熱平衡式に基づく快適方程式によって開発された温熱環境指標PMV（予測平均温冷感申告）について概説した。最後に、全身温冷感のみでは実際の室内温熱環境評価には不十分であり、局所の温冷感中でも特にドラフトに原因がある室内環境への不満の訴えが多く、その適正な評価法の開発の必要性を述べた。

第4章では、ドラフト評価法開発の第一歩として、空調換気されている実際の室内居住域における気流の実測をおこない、そのデータ解析結果から得られた室内気流特性について述べた。主な特性は、室内気流を乱流として捉え、平均風速

と風速変動を標準偏差で評価し、それらを実測データの範囲で統計的に処理し両者の関係を求め、居住域内の床上の高さ毎に整理し特徴を把握したことを述べた。

既存の空調換気空間を実測することによって、以下の項目について確認することができた。

- ・風速変動のRMSと平均風速の関係が得られた。
- ・FangerとChristensenによって確立されたドラフトチャートにおけるよりも、やや広い乱流強度域に分布していた。すなわち平均風速は0.05m/s～0.4m/s、乱流強度は床上0.1mで10%～70%、床上1.1mで10%～60%であり、これらの組合せによる居住者へのドラフトインパクトの解明と、影響度評価の確立が更に必要である。

第5章では、実測結果に基づいた室内気流を実験室内で再現し、その気流の中に被験者を置いて、その気流条件と被験者へのアンケート結果からドラフトリスクモデルの構築を行ったことを述べた。室内気流条件の特性値には、平均風速と、風速変動の標準偏差と平均風速の比で表す乱流強度を用い、乱流強度を低・中・高の3段階で設定し、各乱流強度において平均風速を0.05、0.1、0.15、0.2、0.3、0.4m/sの6段階で設定して被験者を用いた実験を行った。実験では、室温は23℃一定に維持し、着衣量や作業量は全身温冷感が中立になる条件を設定し、局所の温冷感、気流感さらに気流の快・不快についてアンケートした。実験結果より、気流を不快と答えたデータとそのときの気流条件よりドラフトリスク（ドラフトによる予測不快者率）を求める数学モデルを構築した。

- ・平均風速と室温が等しいとき、乱れの大きい気流は、乱れの小さい気流よりもドラフトの訴えが多くなる。
- ・ドラフトリスクのモデルを構築した。このモデルによって、全身温冷感はず中立の時に、室温（ t_a ）、平均風速（ \bar{v} ）、乱流強度（ T_u ）の関数として、ドラフトによる不快者率を予測することができる。不快者率（PD）は、以下の式で求められる。

$$PD = 3.143 (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} + 0.3696 \bar{v} T_u (34 - t_a) (\bar{v} - 0.05)^{0.6223} \quad (8-1)$$

ただし、 $\bar{v} < 0.05\text{m/s}$ の時は $\bar{v} = 0.05$ とする。

$PD > 100\%$ の時は $PD = 100\%$ とする。

この新モデルに用いる室温、平均風速、乱流強度の3つのパラメータの適用範囲は、それぞれ次のとおりであり、全身的には中立な温冷感の状態の時に適用する。

$$20 \leq t_a \leq 26^\circ\text{C}, \quad 0.05 \leq \bar{v} \leq 0.4\text{m/s}, \quad 0 \leq T_u \leq 70\%$$

本モデルは、ドラフトリスクを定量的に評価したり、ドラフトリスクの小さい空気分配方式を開発するのに有用な手段となり得る。そこで本モデルに基づく室内温熱環境の目標値としてドラフトによる不快者率 $PD \leq 10\%$ を提示した。

第6章では、ドラフトの少ない快適な空調方式として開発したアンダーフロア空調システムについて述べた。まず本空調システムの基本構成要素であり、新たに開発した床吹出し口の吹出し気流特性をのべた。次にアンダーフロア空調システムが、室内居住域において快適さを提供できる空調方式であることを検証するためにおこなった被験者実験について述べた。

アンダーフロア空調システムに適用可能な、床吹出し口の開発をおこない、それを用いた被験者実験によってその性能を評価し、以下の結果を得た。

- 床吹出し口の吹出し気流角度

床吹出し気流には、誘引性、拡散性の高い旋回流を用いた。その気流プロフィールは、案内羽角度の大きさにより吹出し気流プロフィールが異なる。案内羽角度が大きいときは、吹出し気流の中心部に比べ周辺部の速度が大きくなり、吹出し気流の広がり角度は大きくなり、居住域内で気流到達高さが低く、またドラフト影響域が広がり十分な空調効果を得られない。一方、案内羽角度が小さいときは、吹出し気流の広がり角度は小さくなり、気流到達高さは充分となるが、周辺空気の誘引量が少なく十分な空調効果を得られない。

したがって、到達高さ、誘引量ともに適切となる吹出し気流プロフィールが得られるような吹出し口を設計することが必要である。

- 吹出し気流の相互干渉

吹出し気流は、居住域で高さ方向に倒立円錐状に広がりをもつので、各吹出し口からの気流が相互に干渉しないよう一定以上の間隔を保つように、1500mm程度離して配置する。

- 被験者実験結果

今回試作した床吹出し口を用いて、26人の被験者による実験をおこなった。

その結果、被験者と吹出し口の離隔距離が80cm、吹出し風量 $70\text{m}^3/\text{h}$ のときドラフトによる不快者率は15%、風量 $60\text{m}^3/\text{h}$ のときドラフトによる不快者率は

5%であり、ほぼ満足される環境を創出することができることを確認した。快適性が要求されるオフィスなどの居室にアンダーフロア空調システムを適用するため、それに適した床吹き出し口の試作をおこなった。その結果、旋回流を利用した吹き出し気流により、居住域において求められる吹き出し気流プロフィールをもつ床吹き出し口とした。次に、この吹き出し口を用いて快適性に関する被験者実験を行ない、ほぼ良好な室内環境が得られることを確認した。今回の実験結果より、吹き出し口気流の適切なプロフィール、ならびに床吹き出し口の適切な設置間隔を設定することができた。また、居住者と床吹き出し口との適切な離隔距離も、設定することができた。残された課題として、アンダーフロア空調システムの実施例における室内環境の実測によりその有効性の確認と、その設計法の確立を挙げた。

第7章では、第6章の結果を基礎に、アンダーフロア空調システムの設計に関する基本事項とその実施例について述べた。まず、アンダーフロア空調システムを設計する際の建築計画上ならびに空調設備計画上の基本的な留意事項を述べ、さらに床吹き出し口ならびに吸込み口の配置について述べた。さらに、本空調システムの実施例3件の概要を述べ、それらの実施性能評価として室内温熱環境実測結果を示した。特にドラフトリスクモデルによる評価結果は、執務者へのアンケートによる評価結果とほぼ同等の良好な結果が得られた事を述べた。これらのことより、本空調システムの有用性が確認され、またドラフトリスクモデルの有効性も検証されたことを述べた。

- ・アンダーフロア空調方式の設計基本条件としては、室内設計条件、空調機の受け持ち範囲とゾーニング、吹き出し口の性能、吹き出し口の配置、空調用サプライチャンバーとしての二重床の条件などについて述べた。さらにアンダーフロア空調方式を適用した建物で、その室内温熱環境について気流によるドラフトを含めて評価した。
- ・アンダーフロア空調方式は、居住者近傍の床上に吹き出し口があるため吹き出し気流の性状ならびに吹き出し口の配置については、温熱環境性能の面から十分な配慮が必要である。そこで、アンダーフロア空調方式の導入実施例3件について、その室内温熱環境性能評価をおこない、それらが良好な室内環境を実現していることを確認した。対象とした建物は、いずれも室内発熱がほぼ均等に分散している典型的なオフィスビルである。

今後は、ドラフトリスク評価については、乱流強度別（低、中、高）に適用範囲を限定してモデルを構築する事も、実用性を高めるためには有効であると思われる。またアンダーフロア空調システムについては、その熱的環境、或いは空気質環境の更なる性能向上を図る事が必要となり、その観点からの研究開発に取り組む事が重要であると思われる。

以上、本論文は人体局所のドラフト評価に関する工学的研究とその空調環境設計への応用に関してまとめたものである。

謝 辞

本論文は、著者が北海道大学大学院工学研究科衛生工学専攻博士後期課程社会人特別選抜制度で平成8年4月に入学し、その後4年間同課程に在籍し、さらに1年間の研究期間をかけて、著者が同博士後期課程入学以前の研究成果ならびに入学以降の研究成果を合わせてまとめたものであります。この間多くの方々のご指導、ご鞭撻ならびにご協力を賜りました。ここに、深く謝意を表します。

研究は、計画、遂行、結果の検討そして論文作成に至るまで、終始北海道大学大学院工学研究科都市環境工学専攻人間環境計画学講座環境人間工学研究室の持田 徹教授のご指導のもとに行われました。持田教授にこれまで親身なご指導ならびにご教示を頂いたこと、さらに多大なるご尽力と叱咤激励を頂いたことに心より感謝を申し上げます。

論文を作成するにあたり、論文全体にわたって多くのご助言を賜りました同大学院工学研究科都市環境工学専攻人間環境計画学講座の繪内正道教授、窪田英樹教授、羽山広文助教授に厚く御礼申し上げます。

学位授与審議委員会委員長の北海道大学大学院工学研究科渡辺義公教授をはじめ、同工学研究科木谷 勝教授、高桑哲男教授、眞柄泰基教授、清水達雄教授、田中信壽教授、太田幸雄教授、古市 徹教授、繪内教授、窪田教授、持田教授、羽山助教授、長野克則助教授、横山真太郎助教授の各委員の方々には、論文に対するご助言などを頂き深く感謝致します。

同大学院工学研究科の長野助教授には、論文作成にあたり公私にわたってご協力を頂きましたことに重ねて感謝致します。同大学院工学研究科都市環境工学専攻人間環境計画学講座環境人間工学研究室の嶋倉一実技官には、研究環境の整備などに一方ならぬお世話になり、大学での研究活動も支障なく遂行することが出来ましたことに深く感謝致します。同研究室博士後期課程在籍の桑原浩平氏、佐古井智紀氏とは、研究室において活発な議論や研究活動の将来を語り合うことができ、論文作成のために新鮮なパワーを頂きました、ここに感謝致します。

著者が1984年から1986年に、デンマーク工科大学暖房空調研究所(現室内環境・エネルギー国際センター)に客員研究員として在籍中は、P. O. Fanger教授には、多くのご助言、ご支援を頂いたことに深く感謝致します。同研究所A. K. Melikov助教授(当時ブルガリアからの客員研究員として在籍)、J. Ring教授(当時米国ハミルトン大学からの各員研究員として在籍)には、本論文のひとつの中核を成すドラフト評価に関する実験研究遂行を共に行い、終始有益な議論をすることによって、評価モデルの構築の成果を生むことが出来たことに深く感謝致します。

株式会社竹中工務店LNG本部の伊藤真人氏、同社設備部の長澤佳明氏、同日黒弘幸氏、同社設計部の大鎌征四郎氏には、アンダーフロア空調システムの開発から実施を共に手がけ、特に設計・施工に関して多大なご助言、ご協力を頂いたことに深く感謝致します。

現在著者が所属する同社環境・エネルギー本部の海野健一本部長には、本論文を作成するにあたり、社内での研究遂行の環境整備などに一方ならぬご尽力とご支援を頂いたことに深く感謝致します。同社技術研究所の石川幸雄氏、高橋紀行氏、樋口祥明氏、三坂育正氏、同社東京本店設計部の小野敦史氏、同社北海道支店の大宅 淳氏には、アンダーフロア空調システムの研究開発などに多大なご協力、ご支援を頂き、また同社技術研究所の施設などをの使用について便宜を図って頂いたことに感謝致します。同社技術研究所の土門理恵さんには、図表などの清書に多大なご協力を頂いたことに感謝致します。

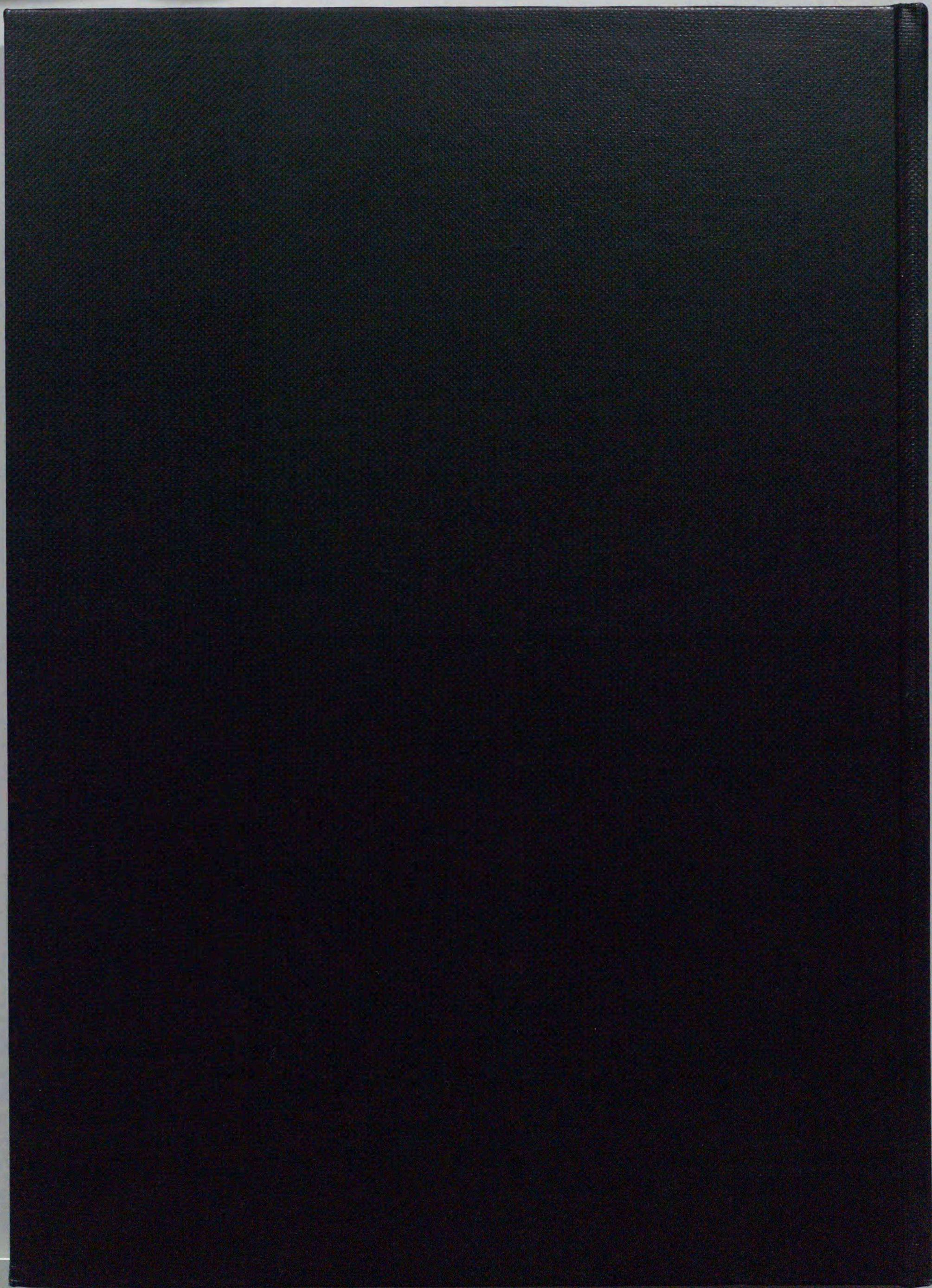
本研究の機会は、著者が現在勤務する株式会社竹中工務店から与えて頂きました。とくに、博士後期課程社会人コースへの入学を承認された財団法人建設業振興基金理事の小林昌一氏（平成8年4月当時株式会社竹中工務店取締役技術研究所長）、株式会社竹中工務店人事室の八木 章氏（平成8年4月当時同社技術研究所管理部長）のご支援によるものであります。

本論文をまとめることが出来たのは、持田教授はじめ衛生工学科ならびに都市環境工学専攻人間環境計画学講座の方々、さらには株式会社竹中工務店の方々の、ご支援の賜であります。とくに、持田教授には、著者が学部学生の時代から30年間にわたりご厚情を頂き、博士後期課程社会人コースへの入学を勧めて頂いてから本論文を完成するまで、ご自身の体調が優れないのも厭わずに、著者のために多大なるご指導、ご助言、ご支援を賜りましたことに対して、心より深く深く感謝を申し上げますとともに、持田教授の後輩への指導に対する熱い情熱を、いま痛感致しております。

今後は、これまで多くの方々から頂いたご厚情、ご支援にお応えするためにも、環境工学分野において、少しでも自らの役割が果たせるように努力しようと、決意を新たに致しております。

本研究が、室内空調環境設計・制御における技術的向上ならびにその性能向上に少しでも寄与することが出来れば幸いです。

最後に、本論文作成に家族の理解と協力があったことを記して謝意を表します。



inches 1 2 3 4 5 6 7 8
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 **M** 8 9 10 11 12 13 14 15 **B** 17 18 19

