

オフィス空調の室内混合損失に関する研究

小島, 昌一
Graduate School of Engineering, Kyushu University

<https://doi.org/10.11501/3122983>

出版情報 : 九州大学, 1996, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

第4章 室内混合損失量推定方法の検討

4.1 はじめに

第2章では、中間期のオフィスビルの室内熱環境実測結果から冷暖房同時運転時の室内混合損失発生状況の把握と損失量の推定を行った。その結果、空調時に上下温度勾配が大きくなることが室内混合損失に影響すること、上下温度勾配はペリメータ、インテリアの両ゾーン間で傾向が類似していることから、両ゾーンで空気の大きな循環が起きていることがわかった。また、第2章と第3章では、空気調和・衛生工学会の熱負荷計算プログラムHASP/ACLD/8501（以後、HASPと略す）またはMICRO-ACSSを利用した簡易な方法による室内混合損失量の推定を試みた。

本章では、ペリメータ・インテリア間の空気移動による熱移動に着目したブロックモデル（2ブロックモデルおよび6ブロックモデル）により実測データから計算により室内混合損失量を推定する方法について検討する。

4.2 室内の温度分布予測に関する既往の研究

4.2.1 空間を上下方向に複層に分割し、上下温度分布を予測する方法

空間を上下方向に複層に分割し、熱負荷計算時の上下温度分布を予測する研究が従来からいくつか試みられている。浦野・渡辺ら¹⁾は上下室温分布を表現するため、熱的に同一挙動、瞬時一様拡散を仮定するモデルを垂直方向に2層から数層に分割するモデル（室温分割モデル）を提案し、各層間の換気回数を仮定した上で室内側対流熱伝達率の室温に与える影響を考察している。このモデルでは室間相互の換気量をどう設定するかが課題である。

大空間を対象とした研究としては宮川の研究²⁾がある。室を上下方向に複層に分割する室温分割モデル¹⁾を適用し、模型実験結果から求めた仮想換気回数を実物用に換算して使用することにより上下温度分布、（居住域）冷房負荷を算出する方法などを提示している。また、実物建物での実測からその有効性を確認している。しかし、仮想換気回数について

の実験データは上下方向2～3分割に限られていること、吹出し方式（吹出し方向、温度差、風量、吹出し口種類など）の差異が上下温度分布に及ぼす影響が考慮できないことなどに課題が残されている。

同様に仮想室間の換気量を仮定したモデルの研究では、絵内ら³⁾が大規模吹抜け空間の上下の温度積層を考慮した1室3温モデルを提案している。このモデルは空間を3分割し、温度差換気による室内の熱対流の到達域と量を気流の温度と空間の温度分布から算定するものである。

戸河里ら⁴⁾は大空間に形成される上下温度分布を簡易に予測するためのマクロモデルを作成し、周壁の熱系と連成させた非定常計算モデルを提示している。このマクロモデル（ブロックモデル）は次の3つのモデルからなる。

- ①壁面に沿う下降流または上昇流を表現する「壁面流モデル」
- ②空調機吹出し気流を自由噴流として扱い、その影響を評価する「非等温噴流モデル」
- ③空間内の上部と下部の温度差に起因する熱移動を評価する「熱移動係数 C_{th} 」

このマクロモデルの特徴は以下に示すとおりである。

- ①空調吹出し方法や吸込み位置が上下温度分布形成に及ぼす影響を定量的に評価できる。
- ②空調停止中の夜間のように自然対流によって形成される上下温度分布も予測することができる。しかし、層分割数を変えると熱移動係数 C_{th} も変化することから実測との比較からその妥当性を検討することが課題として残されている。また、このブロックモデル自体の適用限界も見極めることが課題として残されている。

4.2.2 オフィス空間における上下温度分布予測に関する研究

一般居室の温風暖房時を対象とした研究には伊藤・中原らの研究⁵⁾がある。天井または天井近傍側壁からの吹き出し気流の影響を含めて上下温度分布を簡易に予測する計算モデルを提案している。これは室内を吹き出し温風による混合拡散が活発に行われる上部完全混合域と吸い込み気流によるピストンフロー域（下部）に大別し、上下温度分布を予測するものである。ピストンフロー域でのドラフトによる温度降下については、室のマクロ的な温度分布への影響が小さいので、モデルの簡易化のためこれを無視している。実験結果ともよく一致しているが、他の空調システム（天井吹き出し・天井吸い込み方式、床置きファンコイルユニット方式など）についての有効性は今後の検討課題である。

戸河里らのブロックモデルにおいて、空調機吹き出し噴流は周囲の空気を噴流内部に誘引しながら空間全体に拡散する。結局吹き出し空気によって供給された熱量は、ある比率で各層に配分されると考えることができる。したがって、噴流計算は吹き出した熱量の各層への配分を求めることであるから、空調機吹き出し熱量の各層への配分が設定できれば吹き出し噴流の計算を省略できる。以上のことから、松本・石田・宇田川ら⁶⁾は、ブロッ

クモデルにおける吹き出し噴流による空間内への熱供給モデル（非等温噴流モデル）を熱量配分係数に置き換えて上下温度分布を考慮した熱負荷を求める方法を提案している。この方法は、空調機器や制御方法が熱量配分係数に含まれるために、冷温風の風量、吹き出し温度などの空調システム仕様が決定される以前に、上下温度分布を考慮した計算が行えることが特徴である。住宅の暖房時の実測値と比較した結果、適切な熱量配分係数を与えれば、熱負荷変動、室温上下温度分布共によく再現できると報告している。

村田・松本・宇田川ら⁷⁾は空気調和・衛生工学熱負荷小委員会作成のプログラムを用いて住宅の吹抜けを想定し、層分割数の熱負荷への影響を検討している。層を分割なしから5分割まで比較した結果、3分割以上にしたときの負荷の差は少ないと報告している。

戸河里・武政ら⁸⁾はアトリウムなどの大空間の熱環境を予測するマクロモデル（ブロックモデル）をそのままオフィス空間に適用した場合の問題点について考察している。その結果、マクロモデルは冷房時・暖房時共にオフィス空間の上下温度分布をある程度再現できることを示している。ただし、下向きの温風が床に衝突する場合の再現性に課題が残っている。

また、石野・石田・栗村ら⁹⁾は戸河里らと同様のブロックモデルによりオフィスビルの執務空間を想定して室内上下温度分布および最大熱負荷、期間熱負荷特性について解析を行っている。

ブロックモデルを用いた室内混合損失の検討には戸河里・武政ら¹⁰⁾の研究がある。設計者が個々の計画において、設計要素を変えた場合にも室内混合損失の定量的評価が可能な物理的なイメージが明確なモデルを検討している。このモデルはペリメータとインテリアを上下方向に複数のブロックに分割するもので、上下方向の温度分布の予測にはブロックモデルを用い、各ブロック間の水平方向の熱・空気の混合は温度差換気で評価している。このモデルでは、ペリメータ、インテリアの両ゾーンにまたがる吹き出し気流の挙動を考慮しないこと、ペリメータ、インテリア間の大きな対流を取り扱わないことなど、室内空気移動の面からみて不十分な点を有しており、実測値との比較が必要である。

4.3 2ブロックモデルによる室内混合損失量の推定

4.3.1 対象ゾーンおよび空調システム

本章では、第2章で解析した秋季のオフィスビル室内熱環境実測データに基づいて検討を進める。建物仕様および空調システムは第2章と同様である。解析対象ゾーンおよび実測時の詳細な条件は第2章を参照されたい。図-4.1に対象ゾーンを、図-4.2に室温測定点を再度示す。

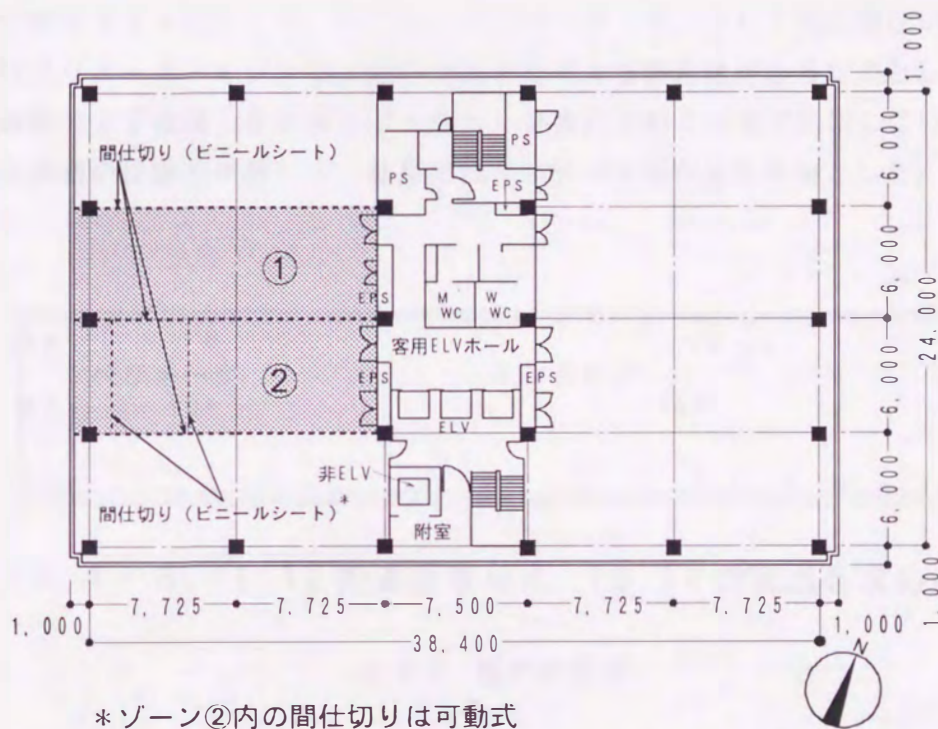


図-4.1 対象ゾーン (単位: mm)

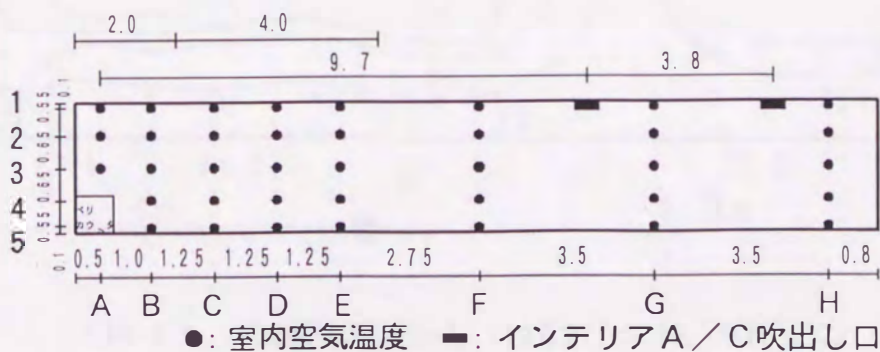
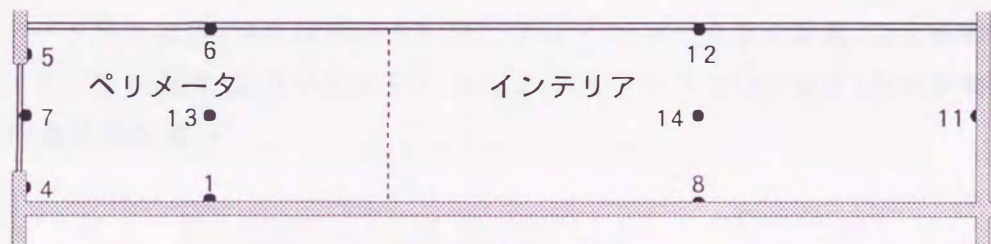


図-4.2 室温測定点 (単位: m)

4.3.2 計算方法

温度計算点を図-4.3に示す。計算方法は内部発熱量、空調機除去（供給）熱量、壁体各部位の表面温度の実測値を基に室温を計算するもので、窓面からの透過日射および室内表面間の短波・長波域の多重反射・吸収は表面温度の実測値に含まれる。計算値との比較に用いる実測室温は、ペリメータについては23測定点、インテリアについては15測定点のそれぞれの平均値を用いた。また、ペリメータとインテリアの2つのゾーンに分割して計算し、各ゾーンの空気の熱収支は壁体表面との対流熱伝達、内部発熱および空調機除去（供給）熱量が関与するものとした。ただし、ペリメータ・インテリア間に間仕切りのないゾーン①ではペリメータ・インテリア間の空気移動による熱移動があるものとした。図-4.4に示す空調時の上下温度分布の傾向がペリメータ奥行き約6mまで類似していることとインテリア空調機の位置を考慮して、計算ではペリメータ奥行きを6mとした。



(1, 4 ~ 8, 11, 12 の温度を与え, 13, 14 の室温を求める)

図-4.3 温度計算点

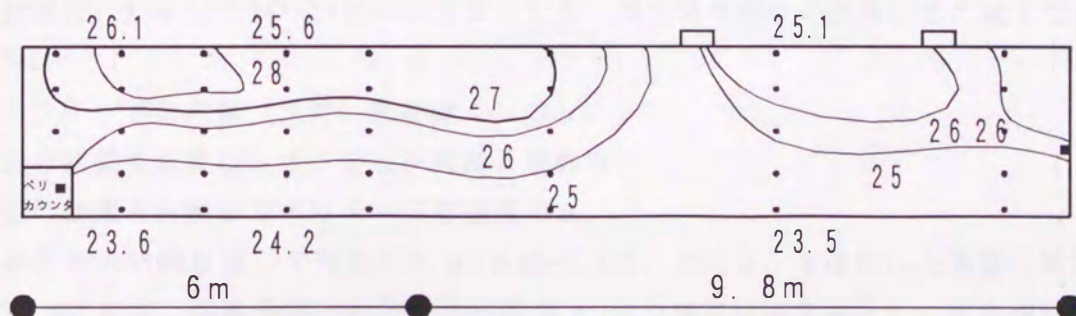


図-4.4 空調時の温度分布 (10月27日8:20, 単位: °C)

室内混合損失量の推定方法はペリメータゾーンの空気温度の計算値と実測値が一致するようにペリメータ・インテリア間の空気移動量を調節するものである。ペリメータ、インテリアの熱移動量は式(4.1)～(4.3)により求める。各時刻毎に他ゾーンへの熱移動がない場合の空気温度と熱移動後の空気温度を計算し、その差から熱移動量 Q_P 、 Q_I を算出する。また、ペリメータ、インテリアの熱移動量の和を全室内混合損失量 ML とするが、室内混合損失として扱うのは冷暖房同時発生時間帯のみとする。

$$Q_P = V_P C_p (T_P - T_{P0}) \quad (4.1)$$

$$Q_I = V_I C_p (T_I - T_{I0}) \quad (4.2)$$

$$ML = |Q_P| + |Q_I| \quad (4.3)$$

Q_P : ペリメータ熱移動量[J], Q_I : インテリア熱移動量[J]

V_P : ペリメータ容積[m³], V_I : インテリア容積[m³]

C_p : 容積比熱[J/(m³·K)]

T_P : ペリメータ空気温度(空気移動あり) [K], T_{P0} : ペリメータ空気温度(空気移動なし) [K]

T_I : インテリア空気温度(空気移動あり) [K], T_{I0} : インテリア空気温度(空気移動なし) [K]

ML : 全室内混合損失量[J]

4.3.3 対流熱伝達率の同定

ゾーン①を対象とした室内混合損失量の推定に先立ち、間仕切りによりペリメータ・インテリア間の空気移動のないゾーンを対象に計算を行い、計算空気温度を実測値と合わせるにより内表面对流熱伝達率 α_c を同定した。この時のペリメータ奥行きは2mで、計算期間は1993年10月24～26日の3日間とした。同定は各部位の壁体ごとに以下の手順で行った。

①インテリアの内壁(天井、床を除く)の α_c

②①の結果を反映してインテリア天井、床の α_c

③②の結果を反映してペリメータ窓表面の α_c

この操作を5回繰り返して同定した α_c を表-4.1に、この α_c を使用した室温の計算結果を図-4.5に示す。壁体内表面の対流熱伝達率 α_c は空調時は固定値とし、非空調時は壁体表面温度(t_{wall})と空気温度(t_{air})の差の関数として以下のように与える。

$$\alpha_c = a |t_{wall} - t_{air}|^{0.25} \quad (4.4)$$

表-4.1 同定した対流熱伝達率 α_c [$W/(m^2 \cdot K)$]

表面の位置	非空調時 (係数 a)	空調時
水平面 (上向熱流)	1.37~4.47(2.43)	7.77
水平面 (下向熱流)	1.09~2.89(1.94)	7.77
垂直面 (ビニール)	1.69~4.61(3.56)	17.74
垂直面 (他)	0.35~0.95(0.63)	7.39
窓	1.16~3.56(2.06)	25.33

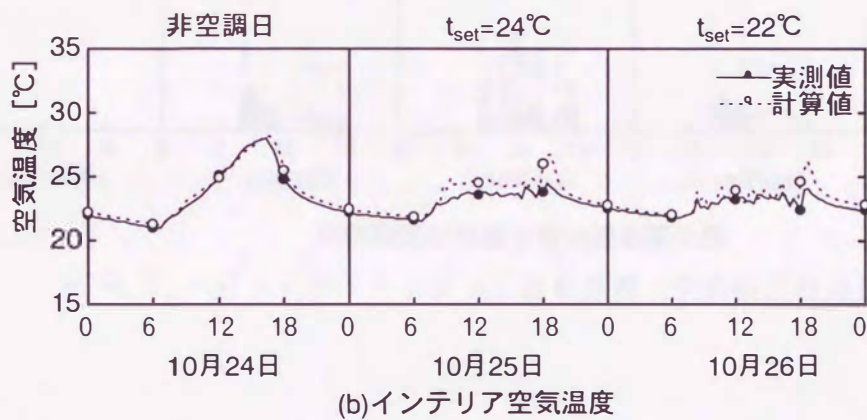
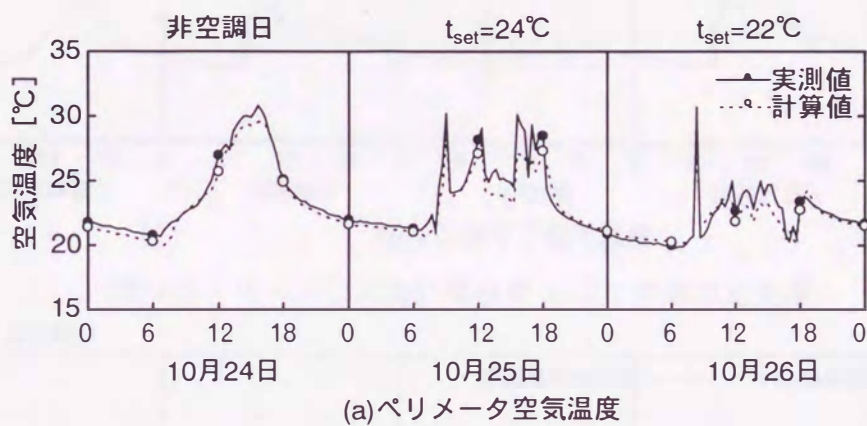
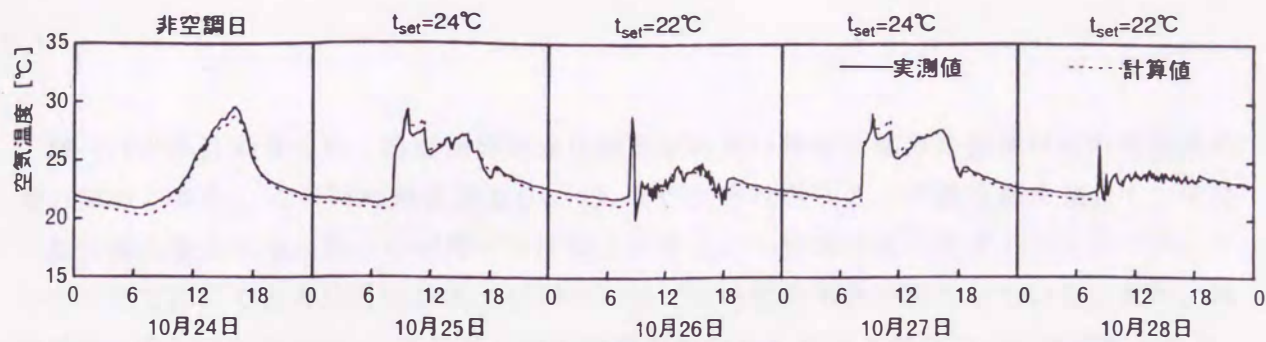


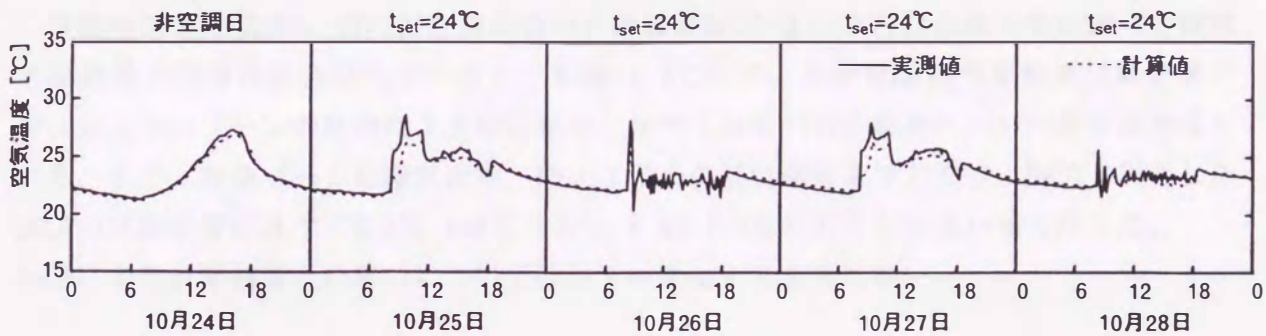
図-4.5 同定した対流熱伝達率を使用した室温計算結果

4.3.4 室内混合損失量推定結果

計算期間は1993年10月24~28日の5日間である。空気温度の計算結果を図-4.6に示す。計算値と実測値で一致しない時間帯が若干あるものの、ペリメータ空気温度だけを一致させるようにしたにもかかわらず、インテリア空気温度もおおむね一致した。

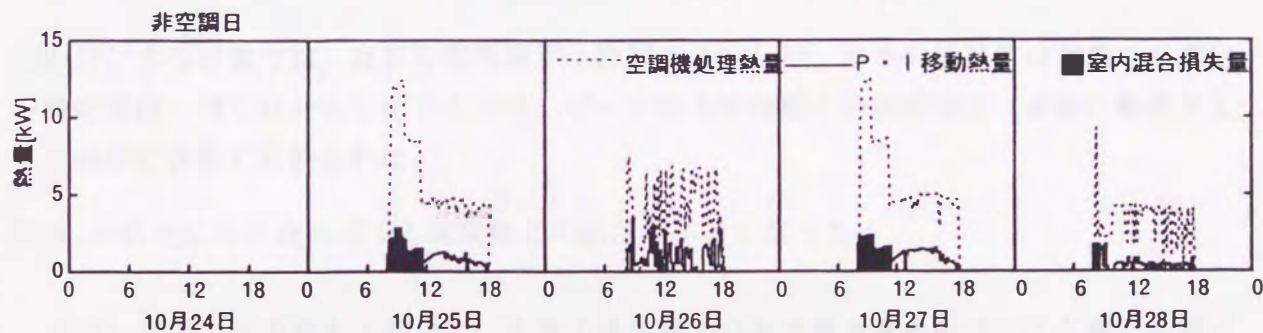


(a)ペリメータ空気温度



(b)インテリア空気温度

図-4.6 ゾーン①室温計算結果 (t_{set} : 空調設定温度)



空調機処理熱量と室内混合損失量

図-4.7 ペリメータ・インテリア移動熱量と空調機処理熱量

表-4.2 室内混合損失量(ML)と損失率(MLR)

	ML	HE	$MLR(\%)$
10月25日	19.7	219.9	9.0
10月26日	0.0	142.0	0.0
10月27日	18.8	222.2	8.4
10月28日	0.0	118.5	0.0

* HE は空調機処理熱量(空調機除去・供給熱量の絶対値の和)

* ML, HE の単位はMJ/day

図-4.7の熱移動量の内、冷暖房同時発生時間帯の黒い網掛け部分の面積が室内混合損失量となる。また、この時の熱移動量 Q_p 、 Q_i はそれぞれペリメータ混合損失量、インテリア混合損失量となる。既往の研究¹⁾で指摘されたとおり空調機設定温度がペリメータとインテリアで同じである10月25日および10月27日に室内混合損失が発生している。また、外壁が西に面しているため、午前中は日射の影響が少なく室温が下がるので暖房運転となり、空調立上がり時から昼頃まで室内混合損失が発生していることがわかる。

空調機処理熱量 HE 、室内混合損失量の日積算値 ML および室内混合損失率 MLR （空調機処理熱量中の室内混合損失量の割合）を表-4.2に示す。この MLR の推定結果は第2章で行った2つのゾーンの比較による推定結果と比べて10月27日の結果について若干差が見られる。また、対象ゾーンに空気調和・衛生工学会の熱負荷計算プログラムHASPを利用した MLR の推定結果に比べて9.0%（10月25日）、8.4%（10月27日）と小さい値となった。

HASPによる計算結果との違いについては以下の理由が考えられる。

- ①HASPによる計算では、一日全体で除去熱量の実測値と計算値の差を室内混合損失量と考えたが、本章の計算では室内混合損失発生時間帯を冷暖房同時運転時に限定した。
- ②HASPによる計算では、計算時間間隔が1時間であったが、本章の計算では実測での測定時間間隔と同じ10分としたことから、ゾーン間の熱移動と空調機除去（供給）熱量がより厳密に計算に反映された。
- ③ α_c の同定により室モデルと実現象との誤差が小さくなった。

上記の内①、②が最大の理由で、本章の推定結果の方が第2章のHASPによる推定結果より室内混合損失の定義に即しており、熱移動現象をより厳密に計算に反映している。

4.3.5 2ブロックモデルによる室内混合損失量推定に必要な空気温度測定点

前項ではペリメータについては23点、インテリアについては15点のそれぞれの平均空気温度によって室内混合損失量を推定したが、室使用時に多くの測定点を設置することは現実的には難しい。本項では室内混合損失量の推定に必要な空気温度測定点数および測定位置について検討する。

図-4.8に示すように実測空気温度の取り方を5ケース考えた。各ケースの温度測定点はペリメータ、インテリア各ゾーンのほぼ中央とする。ケース1の場合は、各ゾーンの上中の温度の平均値が実測空気温度となる。

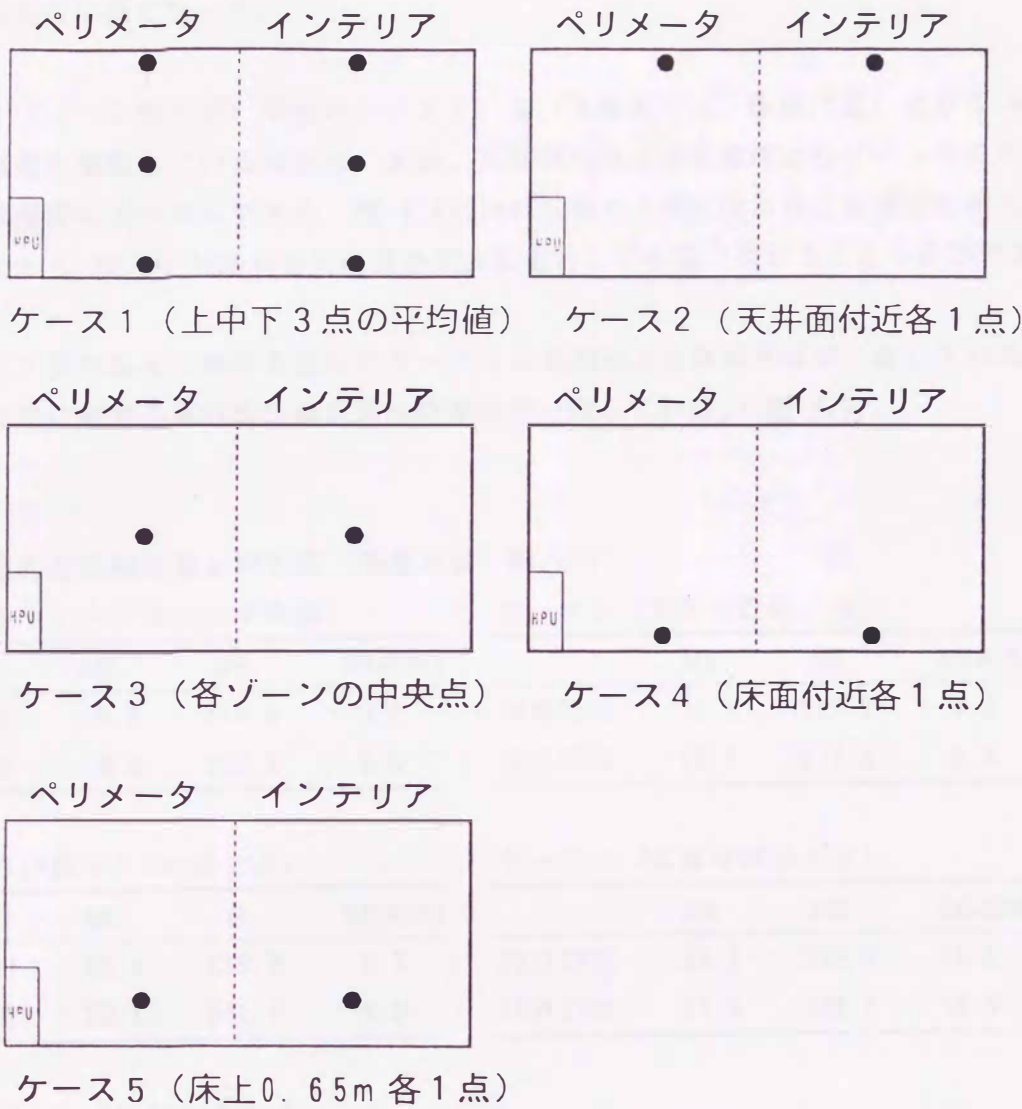


図-4.8 実測空気温度入力パターン

4.3.6 混合損失率の比較

表-4.3に計算ケース別に室内混合損失量の日積算値と混合損失率を示す。5つのケースのうち4.3.4で推定した室内混合損失量に近い値となるのは上中下3点の平均値を使用したケース1で、ケース3、5、4、2の順で違いが大きくなった。図-4.9にケース2、4のインテリア空気温度を例示する。

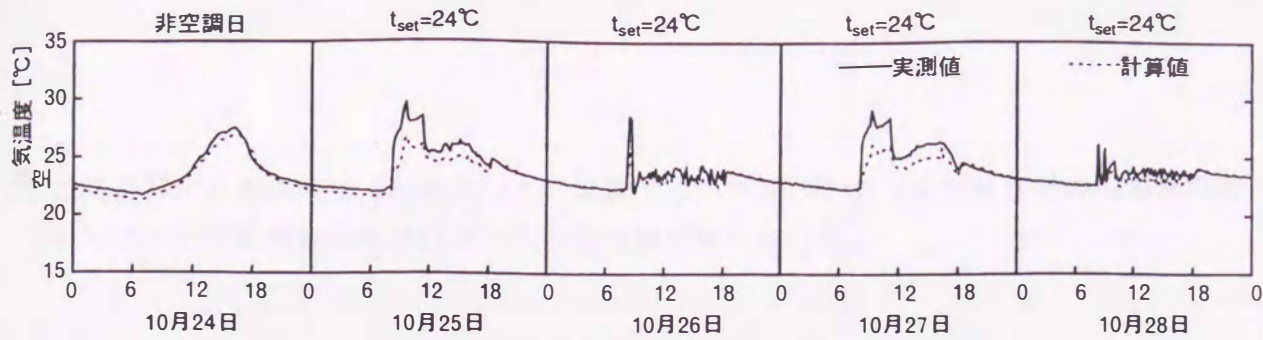
①ケース1の場合、各ゾーンの平均空気温度に近い値が入力値となるため 4.3.4の推定結果と比較的近い値になった。

②ケース3（ゾーン中央点）が他のケース2、4（天井面付近、床面付近）よりも 4.3.4の推定結果に類似している理由は、床面、天井面付近の空気温度よりゾーン中央の方が平均空気温度に近いからである。図-4.4において室の上部になるほど温度勾配が大きくなることから、室の中央部の空気温度を代表温度として計算に用いることも有効である。

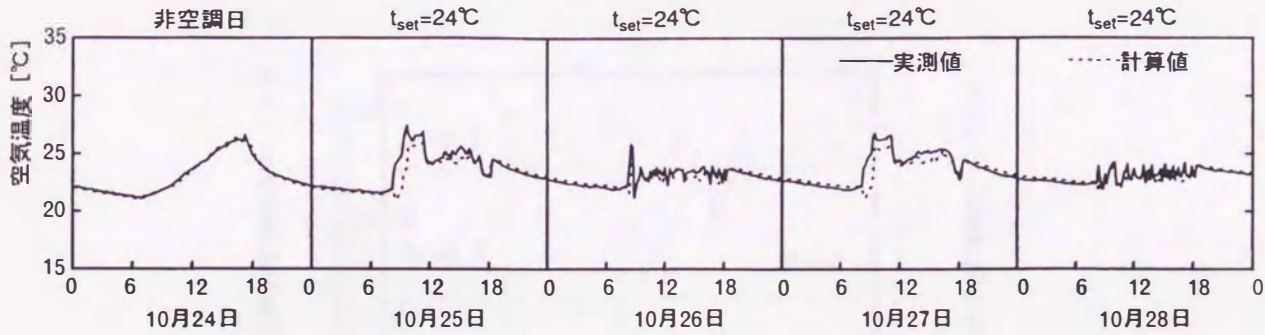
③インテリア空気温度の経時変化からケース4は実測値と計算値がほぼ一致しているが、ケース2では両者の室内混合損失発生時間帯が一致していない(図-4.9)。

表-4.3 室内混合損失量と損失率（熱量単位：MJ/day）

ケース1（上中下3点の平均値）				ケース2（天井付近各1点）			
	<i>ML</i>	<i>HE</i>	<i>MLR</i> (%)		<i>ML</i>	<i>HE</i>	<i>MLR</i> (%)
10月25日	19.8	219.9	9.0	10月25日	9.7	219.9	4.4
10月27日	19.6	222.2	8.8	10月27日	10.3	222.2	4.6
ケース3（床上1.3m各1点）				ケース4（床面付近各1点）			
	<i>ML</i>	<i>HE</i>	<i>MLR</i> (%)		<i>ML</i>	<i>HE</i>	<i>MLR</i> (%)
10月25日	20.4	219.9	9.3	10月25日	33.2	219.9	15.1
10月27日	20.5	222.2	9.2	10月27日	27.9	222.2	12.6
ケース5（床上0.65m各1点）							
	<i>ML</i>	<i>HE</i>	<i>MLR</i> (%)				
10月25日	30.3	219.9	13.4				
10月27日	25.9	222.2	11.6				



(a) インテリア空気温度 (パターン 2)



(b) インテリア空気温度 (パターン 4)

図-4.9 ゾーン①室温計算結果 (t_{set} : 空調設定温度)

4.4 6ブロックモデルによる室内混合損失量の推定

室内混合損失発生時の室内は上下温度勾配が大きくなる。したがって、ゾーン間の空気・熱移動も室の上部と下部では異なってくる。ゾーン間の熱移動経路を解析するためにも、これまでの2ブロックモデルをさらに高さ方向に分割したブロックモデルによる検討が必要となる。また、第5章で述べる室内混合損失のシミュレーションには、空調機制御温度の位置が室内混合損失に与える影響について考察するので、室内の温度分布を考慮できる室モデルが必要である。そこで、本節ではペリメータ、インテリアをそれぞれ高さ方向に3ブロック⁹⁾に分割した6ブロックモデルによる室内混合損失量の推定について検討する。

4.4.1 ブロック間の空気移動

図-4.10にブロック間の空気移動経路を示す。このモデルでは基本的に隣室ブロックのみと空気移動があることにしており、ブロックの境界面を通しての空気移動量は対象ゾーン内の空調機の吹出し風量の和以下とする。また、ブロック境界面における空気移動は空気がブロック間で相互に入れ替わる換気ではなく、一方向にのみ移動するものとして、室全体での大きな流れ場を想定する。各ブロック境界面での空気移動量および移動方向は、図-4.10および式(4.5)に示した条件に則り、空気温度の計算値と実測値の差が小さくなる

ように計算により決定する。また、この計算では、ペリメータ、インテリアの空調機の各ブロックへの供給熱量の配分はブロックの容積比率に応じた。

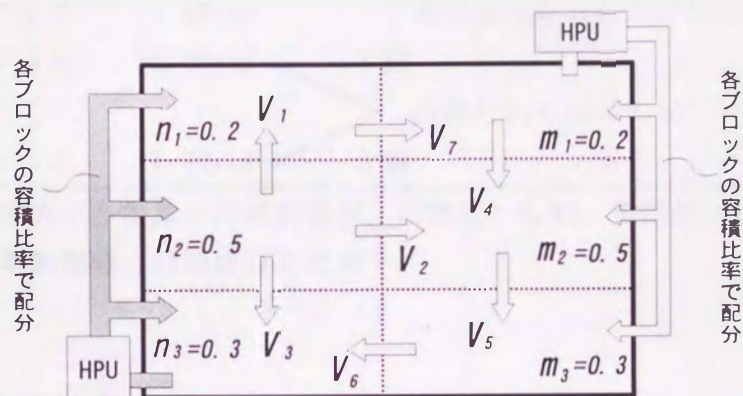


図-4.10 ブロック間の空気移動経路 1

$$\begin{aligned}
 V_1 &= aV_r, \quad V_2 = bV_r, \quad V_3 = (n_2 - a - b)V_r \\
 V_4 &= (a + n_1)V_r + (m_1 - 1)V_1 \\
 V_5 &= (a + b + n_1)V_r + (m_1 + m_2 - 1)V_1 \\
 V_6 &= (a + b + n_1)V_r \\
 V_7 &= (a + n_1)V_r \\
 -1 &\leq a \leq 1, \quad -1 \leq b \leq 1, \\
 -(V_r + V_1) &\leq V_3 \sim V_7 \leq V_r + V_1
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

4.3.2 計算条件

計算対象期間は実測期間中の1993年10月24～26日の3日間で10月24日は非空調日である。計算時間間隔は10分とした。内部発熱については、放射成分は天井・床などの表面温度に含まれるとし、対流成分のみ空気に入るものとした。表-4.4に各ブロックへの内部発熱量の分配を示す。ペリメータ奥行きは6mとした。また、非空調時は2ブロックによる計算とし、ペリメータとインテリアの空気移動は、ペリメータ容積基準で換気回数20回/hとした。各壁体内表面の対流熱伝達率は、2ブロックモデルの計算に使用したものと

じ値を使用した。計算入力値は2ブロックモデルでの計算同様、壁体内表面温度の実測値と各ブロックの空気温度の実測値である。

表-4.4 内部発熱の各ブロックへの配分

上ブロック	7.5W/m ²	天井蛍光灯15W/m ² × 1.00* ¹ × 0.5* ²
中ブロック	10.6W/m ²	 7割 白熱灯31W/m ² × 0.86* ¹ × 0.57* ² 3割
下ブロック	4.6W/m ²	

* 1 は電力から熱量への換算係数，白熱灯：0.86，蛍光灯：1.00¹⁾

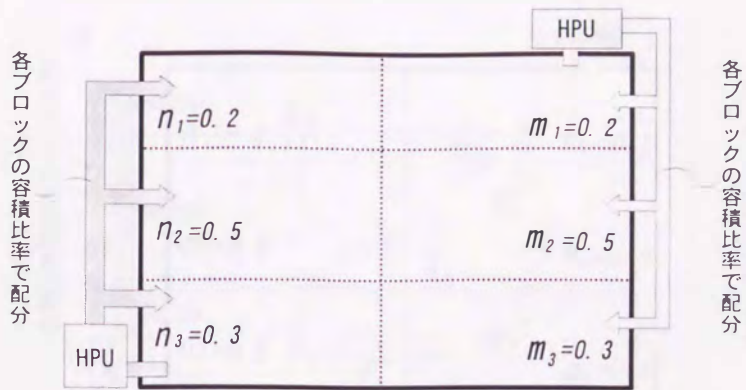
* 2 は照明発熱の対流成分の比率¹⁾

4.4.3 空気温度計算結果

図-4.11にブロック間の空気移動がない場合の空気温度変動を、図-4.12にブロック間の空気移動がある場合の空気温度変動を示し、両者を比較する。

ブロック間の空気移動がない場合の計算空気温度は、全体的に10月25日は実測値より高めだが、特に室内混合損失が発生した午前8時から11時30分の間に、ペリメータ中ブロックとペリメータ下ブロックにおいて実測空気温度より高くなった。一方、インテリアの各ブロックの計算空気温度については、ペリメータと同じく室内混合損失発生日の10月25日において実測空気温度より低くなった。特に、インテリア中ブロックは、一日中計算空気温度が低くなっており、他のブロックと比べても実測値とかなり差がある。室内混合損失が発生しなかった10月26日については、計算値と実測値の差は小さい。

ブロック間の空気移動がある場合の計算空気温度は、ペリメータの各ブロックについて空気移動がない場合に比べて実測値とよく一致しており、ブロック間の空気移動を考慮した効果が現れている。インテリアの計算空気温度については、空気移動がない場合と同じく、室内混合損失発生日の10月25日において、実測空気温度より低めになっている。特に、インテリア中ブロックでは他のブロックと比べて、著しく実測空気温度より低くなっている。10月26日については、実測値とよく一致しているが、ブロック間の空気移動を考慮した場合でも、計算対象期間全体を通してペリメータ各ブロックの計算空気温度は実測値より高めに、インテリアは低めになる傾向がある。したがって、室内混合損失のような、ペリメータ・インテリアのゾーン間にまたがる熱・空気移動を考えるには、単に各ブロック間の空気移動を考えるだけではなく、空調機の供給熱量についても適切に配分することを考えねばならない。



空調機吹き出し気流は容積比率で配分、ブロック間の空気移動なし

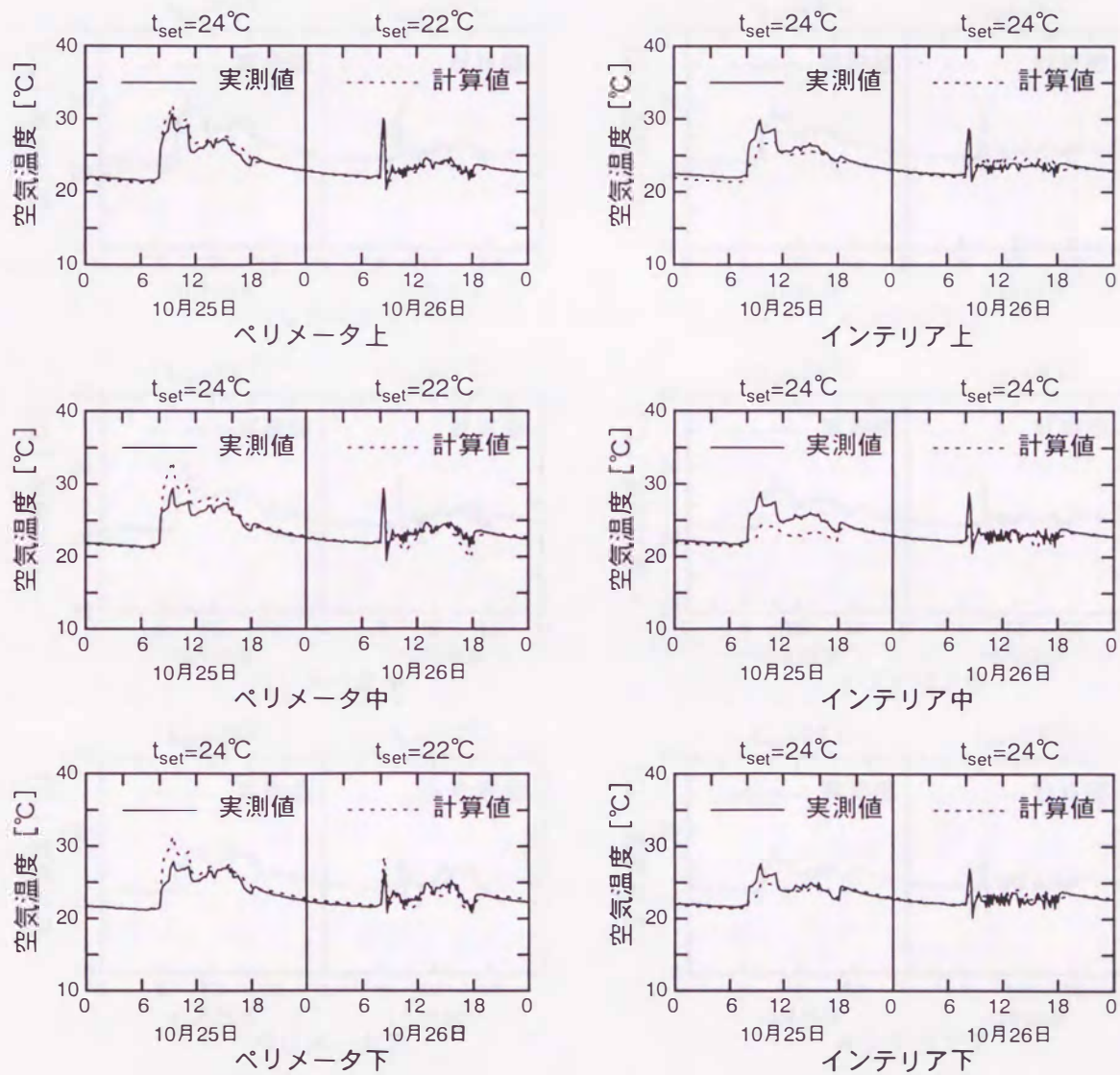
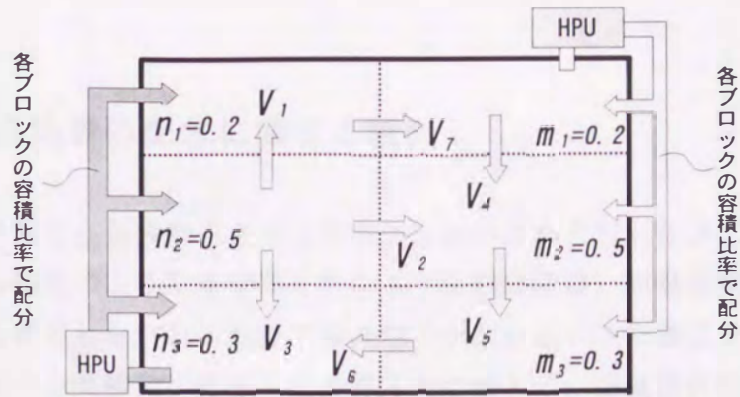


図-4.11 ブロック間の空気移動がない場合の計算空気温度と実測空気温度の比較



空調機供給熱量は容積比率で配分、ブロック間の空気移動は室全体で空気温度の実測値と計算値の差が最小になるように決定

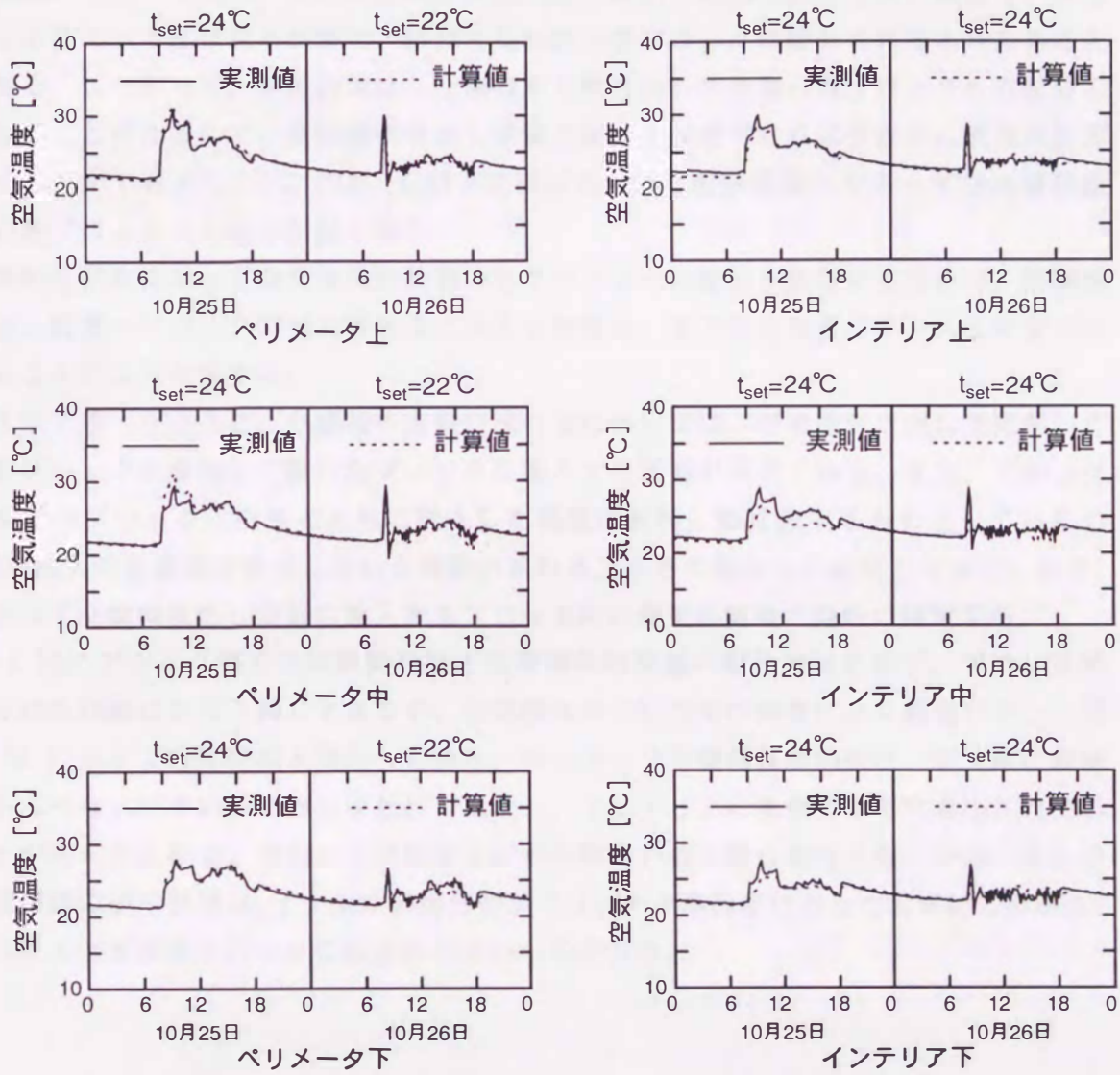


図-4.12 ブロック間の空気移動がある場合の計算空気温度と実測空気温度の比較

4.4.4 空調機供給熱量の配分に関する検討

前項では、ブロック間の空気移動を考慮した空気温度の計算を行ったが、計算結果を検討した結果、室内混合損失のような室全体にわたる空気熱移動は、空調機供給熱量の各ブロックへの配分方法も考慮しなければ計算では再現できないという結論に至った。本節では、前節のブロック間の空気移動を考慮した計算方法に加えて、空調機供給熱量の各ブロックへの配分方法についても検討する。

空調機吹き出し噴流は、周囲の空気を噴流内部に誘引しながら空間全体に拡散し、吹き出し空気によって運ばれる熱量は、結局ある比率で各ブロックに配分されると考えることができる。したがって、噴流計算は、空調機から吹き出した熱量の各ブロックへの配分を求めることと言えるので、空調機吹き出し熱量の配分を設定できれば吹き出し噴流の計算を省くことができる⁹⁾。ここでは、石田・宇田川らの熱量配分係数にならって空調機供給熱量の各ブロックへの配分を取り扱う。

熱量配分係数によって空調機供給熱量の各ブロックへの配分を処理するものの、空調機吹き出し風量のブロック間空気移動量に与える影響は、室全体の風量バランスと併せて計算することにより考慮する。

第3章で述べたように、空調時の実際の流れ場においては、空調機吹き出し空気がいくつかのブロックを通過して離れたブロックに流入する状態がおきている。また、ブロックモデルではブロックに空気とともに流入した熱量は瞬時一様拡散するものとしているので、熱の流入先を適切に決定しないと実際の流れ場と大きく異なった結果となってしまう。したがって空調機吹き出し空気の流入先もブロック間の空気移動量と同時に同定する。

図-4.13にブロック間の空気移動経路と空調機供給熱量の配分方法を示す。ブロック間の空気移動経路は前項と同じであるが、空調機吹き出し空気の影響により風量バランスは式(4.6)に示すように前項と異なっている。ペリメータ空調機供給熱量は、第2章の解析結果からペリメータの各ブロックだけではなく、インテリアの奥深くまで吹き出されていることが明らかなので、室内の全ブロックに熱供給される可能性を考えた。一方、インテリア空調機の供給熱量は、インテリア奥行きがペリメータ奥行きに対して大きいことから、直接ペリメータの各ブロックに配分されないものとした。

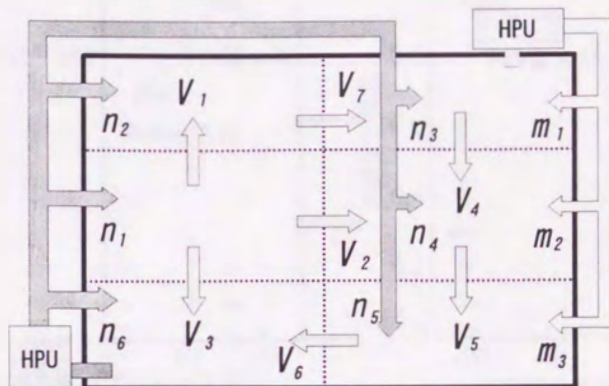


図-4.13 ブロック間空気移動経路2と空調機熱量配分方法

$$\begin{aligned}
 V_1 &= aV_p, \quad V_2 = bV_p, \quad V_3 = (n_1 - a - b)V_p \\
 V_4 &= (a + n_2 + n_3)V_p + (m_1 - 1)V_1 \\
 V_5 &= (a + b + n_2 + n_3 + n_4)V_p + (m_1 + m_2 - 1)V_1 \\
 V_6 &= (a + b + 1 - n_1)V_p \\
 V_7 &= (a + n_2)V_p \\
 -1 &\leq a \leq 1, \quad -1 \leq b \leq 1, \\
 -(V_p + V_1) &\leq V_3 \sim V_7 \leq V_p + V_1
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

4.4.5 空調機供給熱量配分係数

図-4.14に同定したペリメータ空調機熱量配分係数を、図-4.15にインテリア空調機熱量配分係数を示す。ペリメータ空調機熱量配分係数 n_1 から n_6 とインテリア空調機熱量配分係数 m_1 から m_3 の合計はそれぞれ1.0である。横軸に吹き出し口のあるブロックの空気温度と空調機吹き出し空気温度の差を取っているが、この温度差と熱量配分係数との間には相関性はみられない。したがって、ペリメータ空調機の場合は温風吹き出し時、冷風吹き出し時と送風（冷暖房なしの状態）のみの時の3つに分けて、インテリア空調機は冷風吹き出し時と送風のみの時の2つについて、それぞれのブロックで熱量配分係数の平均値を求めて図中に示した。これを見ると、ペリメータ温風吹き出し時と冷風吹き出し時では各ブロックへの配分係数が全く異なるのがわかる。ペリメータ空調機吹き出し温風は、ペリメータよりもむしろインテリアへ多く配分されていることになる。ペリメータ空調機吹き出し冷

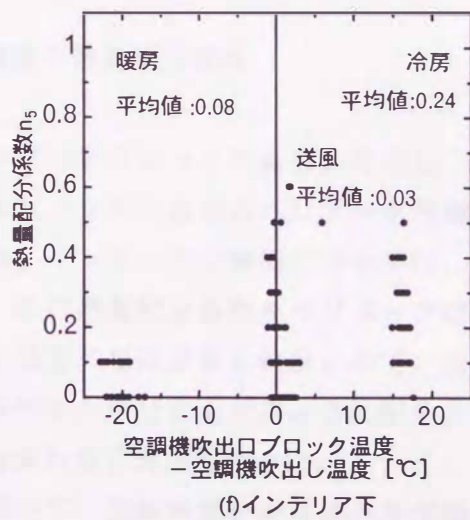
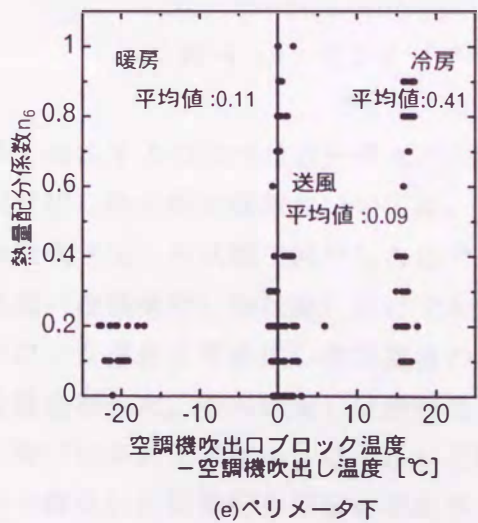
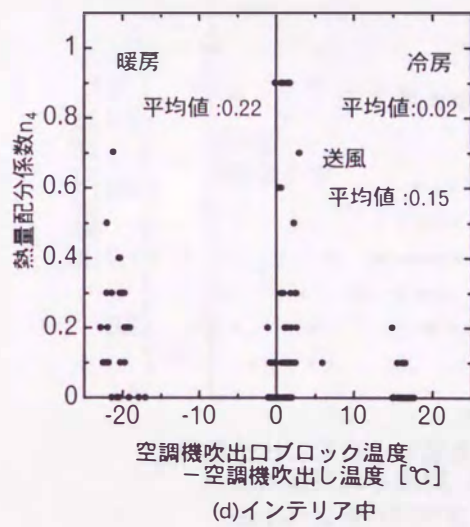
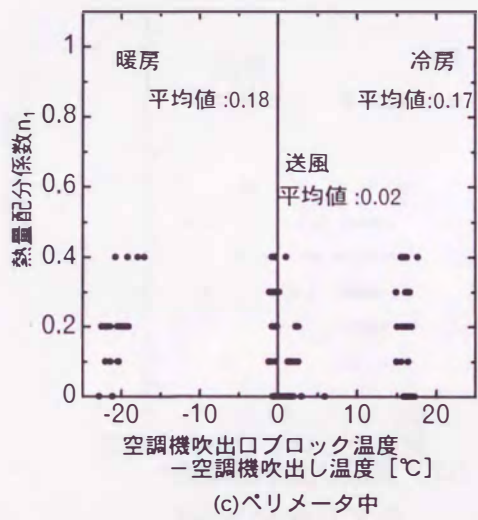
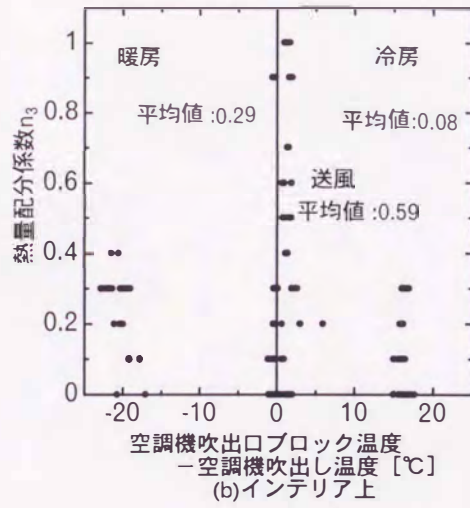
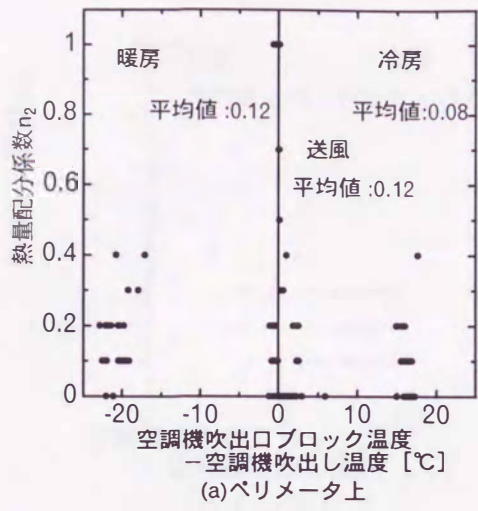


図-4.14 ペリメータ空調機の熱量配分係数

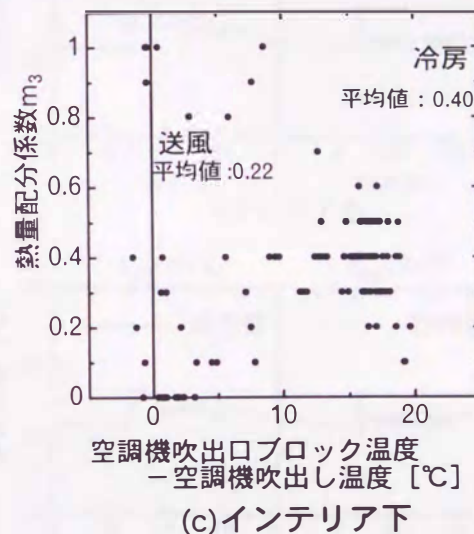
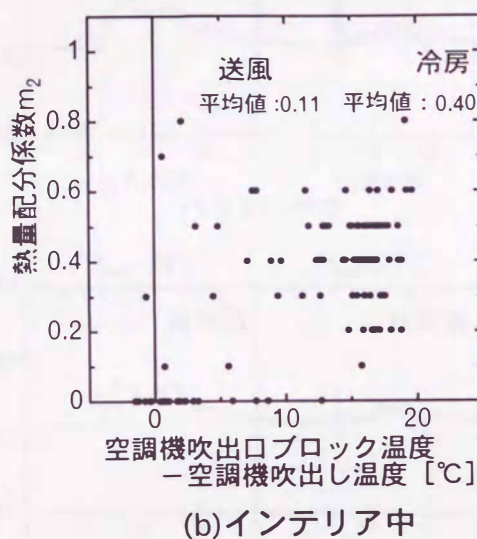
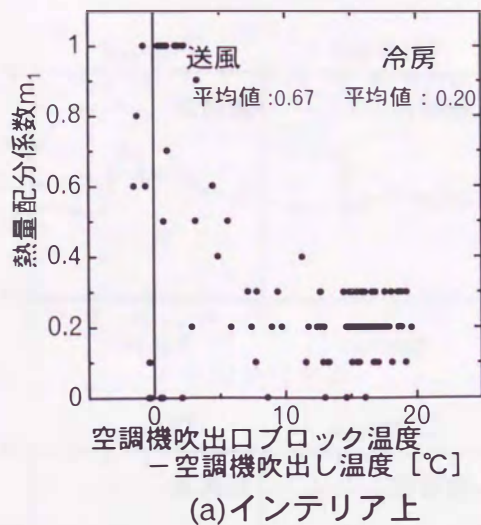


図-4.15 インテリア空調機の熱量配分係数

風が最も多く流入するのはペリメータとインテリアの下ブロックである。ただし、ペリメータ冷風吹き出し時の配分係数については、対象ゾーンに2台あるペリメータ空調機のうち1台が冷風吹き出しの状態と同定した値である。インテリア空調機については、冷風吹き出しと送風（冷暖房なしの状態）だけである。この熱量配分係数もペリメータ空調機と同じく、ブロック温度と吹き出し空気温度の差とは全く相関が見られないので、各ブロックでの平均値を採った。その結果、送風時は大半がインテリア上ブロックに配分され、冷風吹き出し時には中と下ブロックにほとんど配分されることがわかった。

この同定で得られた熱量配分係数の平均値を用いて、計算室温と実測値の差が最小になるようにブロック間の空気移動量を同定して求めた空気温度を図-4.16に示す。

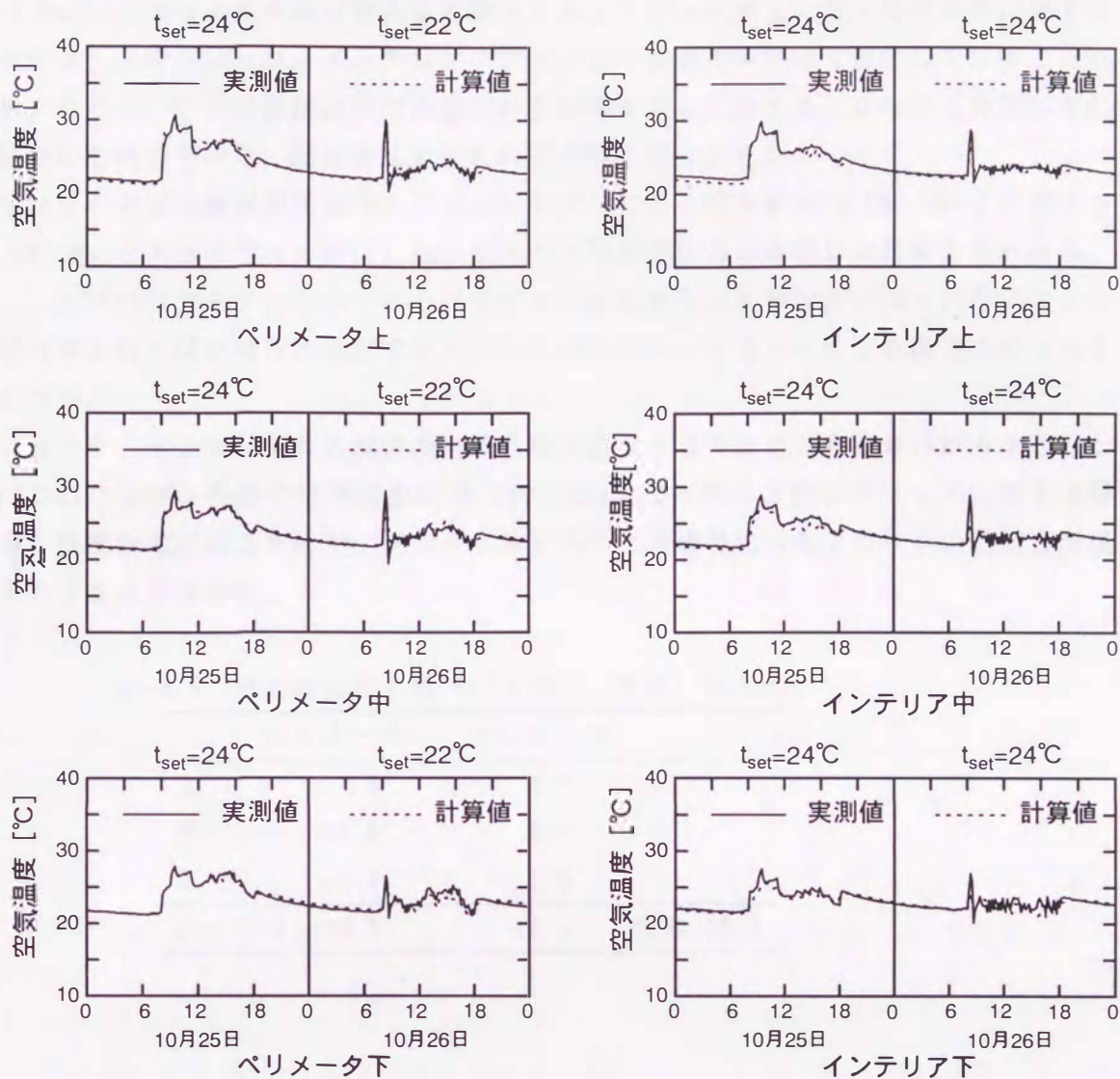


図-4.16 同定した熱量配分係数による各ブロックの空気温度計算結果

4.4.6 室内混合損失量推定結果

室内混合損失量の推定方法は4.3.4の2ブロックモデルと同様に各時刻毎に他ゾーンへの熱移動がない場合の空気温度と熱移動後の空気温度を計算し、その差から熱移動量を算出するものである。6ブロックモデルの場合、他ゾーンへの熱移動がない場合の空調機吹き出し空気はペリメータ、インテリアともに上中下の3ブロックの各容積に応じて比例配分されるものとした。

表-4.5に10月25日の室内混合損失量を例示する。ブロック同士で混合損失量を比較すると、ペリメータ中ブロックとインテリア中ブロックで混合損失が多く発生していることがわかる。ただし、これは熱移動がない場合の空調機吹出し空気を各ブロックの容積に合わせて配分した結果であり、配分方法を変えれば結果も違ってくる。

10月25日の全室内混合損失量を2ブロックモデルによる推定結果19.7MJ/dayと比較すると28.3MJ/dayと大きめであるが、これは室内の空気温度分布を考慮したためと思われる。しかし、2ブロックモデルと6ブロックモデルの計算結果に大きな差がみられないことから、室内混合損失量を簡便に推定するだけならば2ブロックモデルによる推定方法でも十分であろう。

ペリメータ、インテリアの各混合損失量を絶対値をとらずに足し合わせれば本来ならその和は0になるが、今回の計算結果は+0.38MJ/dayとなった。これはブロックに接する壁体表面に温度分布があるためで、ブロック数を増やした場合には各ブロックの壁体表面温度を入力する必要がある。

表-4.5 室内混合損失量 (10月25日, 単位: MJ/day)

	ペリメータ	インテリア	
上	-1.6	4.5	
中	-6.9	8.1	
下	-5.4	1.8	
計	-13.9	14.4	合計 28.3

4.4.7 空調機吹出し空気配分に関する検討

ペリメータ空調機吹出し空気の各ブロックへの配分を検討した結果、以下の規則性がみられることがわかった。

- ①温風吹出しの場合、吹出し空気の約6割がインテリアブロックへ配分される。ペリメータブロックへの配分は中ブロックが一番多く、インテリアは上ブロックである。インテリア下ブロックへの配分はほとんどない。
- ②冷暖房なしの送風のみの場合、ペリメータ吹き出し風は室全体に配分される。ただし、吹き出し空気温度と各ブロック室温との差が小さいので、この値は不確定なものである。
- ③冷風吹出しの場合、吹出し空気の大半がペリメータとインテリアの下ブロックに配分されるが、前述のように2台あるペリメータ空調機の1台が冷風吹き出し（他方は送風状

態)の時の値であり、不確定な値であるが、冷風の配分の傾向はとらえている。

以上のように、空調機吹き出し空気の室内各ブロックへの配分を検討したが、単に隣接するブロック間の空気・熱移動だけでなく、空調機除去供給熱量の室内各ブロックへの配分を考慮した上で、室全体の空気・熱移動を計算することがより現実的であろう。

4.5 おわりに

1つの空間をペリメータとインテリアに分割し、両ゾーンの空気・熱移動を考慮できる2ブロックモデルと、2ブロックモデルを拡張し、上中下の温度分布を考慮できるようにした6ブロックモデルによる室内混合損失量計算方法を検討し、実測データに基づく室内混合損失量の推定方法を提案した。本計算方法は、室内空気温度分布、壁体表面温度、空調機運転状況、内部発熱などの室内熱環境データから室内混合損失量を推定するものである。本章で得られた知見を以下に示す。

- (1) 2ブロックモデルによる計算では、時刻毎の混合損失量が推定できる。したがって、システム運用時の混合損失発生状況の確認にも使用できるものと考えられる。
- (2) 今回取り扱った空調システムの場合、2ブロックモデルの計算における入力空気温度に床上1.3m付近の実測値を用いれば、多くの実測測定点の空気温度を入力値とした場合と類似した結果が得られると考えられる。
- (3) 6ブロックモデルにおける空調機供給熱量の配分方法については、空調機吹き出し口があるブロックだけでなく、吹き出し空気が通過するブロックにも配分することにより、実測時の室内空気温度分布を計算で再現しやすいことがわかった。
- (4) 6ブロックモデルは上下温度分布を考慮できる室モデルである。したがって、混合損失量の推定だけでなく、空調設計時の混合損失予測シミュレーションにも適用可能な室モデルであると考えられる。

参考文献

- 1) 渡辺俊行, 浦野良美: 室温変動における室内側熱伝達率の影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1973年10月
- 2) 宮川保之: 大空間の上下室温分布算定に関する実験的研究, 日本建築学会論文報告集, 第286号, 1979年12月
- 3) 絵内正道, 荒谷 登, 久保田 克己, 松村博文: 温度積層空間を上中下の3仮想室に分割した非常熱解析手法と大規模吹抜け空間への適用結果, 日本建築学会計画系論文報告集, 第419号, 1991年1月
- 4) 戸河里 敏, 荒井良延, 三浦克弘: 大空間における上下温度分布予測モデル 大空間の空調・熱環境計画手法の研究 その1, 日本建築学会計画系論文報告集, 第427号, 1991年9月; 同題 その2, 第435号, 1992年5月; 同題 その3, 第455号, 1994年1月
- 5) 伊藤尚寛, 中原信生: 温風暖房空間の上下温度分布の簡易計算モデル 空調空間の熱的特性に関する研究 第2報, 日本建築学会計画系論文報告集, 第398号, 1989年4月
- 6) 石田建一, 宇田川 光弘, 松本 雄: 上下温度分布を考慮した熱負荷計算 その1 熱量配分係数を用いた計算法, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 77~80, 1992年7月; 同題 その2 住宅の実測値を用いた検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1992年7月
- 7) 村田太市, 松本 雄, 宇田川 光弘: 垂直温度分布を考慮した熱負荷計算における層分割数の影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1993年9月
- 8) 戸河里 敏, 荒井良延, 武政祐一: オフィス空間の空調・熱環境計画手法の研究 その1 空調空気鉛直吹出時の上下温度分布予測; 同題 その2 天井アネモ吹出時の室内熱環境計算結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1992年8月
- 9) 石野久彌, 石田建一, 石谷直樹, 粟村一弘: ブロックモデルを用いた執務空間の熱負荷計算に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1994年10月
- 10) 戸河里 敏, 武政祐一: オフィス空間の空調・熱環境計画手法の研究 その7 ペリメータとインテリアの熱・空気の混合評価モデル; 同題 その8 ペリメータとインテリアの熱混合問題のケーススタディと対策, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1995年8月
- 11) 松尾 陽, 横山浩一, 石野久彌, 川元昭吾: 空調設備の動的熱負荷計算入門, (社)建築設備技術者協会, 1992年4月

第五卷 第二次世界大戦とその後の世界

目次

第一章 第二次世界大戦の勃発とその経過	1
第二章 第二次世界大戦の終結とその影響	15
第三章 戦後の世界と冷戦	30
第四章 冷戦の終結とその後の世界	45
第五章 現代の世界とグローバル化	60
第六章 環境問題と持続可能な開発	75
第七章 国際法と国際機関	90
第八章 文化と多文化主義	105
第九章 経済と社会	120
第十章 政治と民主主義	135

第5章 シミュレーションによる室内混合損失 ケーススタディ

5.1 はじめに

第2章では、ペリメータ空調機の温風とインテリア空調機の冷風が相互に干渉することが室内混合損失を助長することから、上下温度勾配が付きやすい空調システムでは、室内混合損失が発生しやすいことを実測データの解析結果から述べた。したがって、室内混合損失防止策をシミュレーションで検討するには、上下温度分布を考慮した計算方法が必要であろう。

第4章では、1つの室を複数に分割する2ブロックモデルと6ブロックモデルにより室内混合損失量を推定する方法を検討した。6ブロックモデルは室をペリメータとインテリアに分割するだけでなく、上中下と3分割することにより上下温度分布を考慮できる室モデルである。

そこで、本章では、実測では検討できなかった点、あるいは不十分な点についてシミュレーションによりケーススタディを行い、室内混合損失防止策について検討する。本章のシミュレーションでは、6ブロックモデルを用いたプログラムにより、外壁面方位、壁体構成などの建物仕様が室内混合損失に与える影響と、空調機設定温度、空調機制御用空気温度センサ位置などの空調機制御方法が室内混合損失に与える影響を検討する。

5.2 シミュレーション方法

空調機除去（供給）熱量の各ブロックへの配分、ブロック間の空気・熱移動により、室内空気温度分布を考慮できる6ブロックモデルを組み込んだ熱負荷計算プログラムを開発した。このプログラムにより、標準気象データ、建物仕様、空調機設定条件から空気温度の変動と空調機除去熱量を求める。なお、壁体および室内空気の熱収支は逐次状態遷移の概念⁹⁾に基づくものであり、理論式については付録-1に示す。また、空調時は6ブロックで、非空調時は2ブロックモデルで計算する。

各ブロックへの空調機熱量配分と、ブロック間の空気移動は第4章と同様であり、室全体で大きな循環流を想定している。第4章では、ブロック間の空気移動は空気温度の実測値と計算値の差が最小となる風量を同定しながら計算した。本章のシミュレーションでは、ペリメータとインテリアでそれぞれ上下温度勾配が付くことと、ペリメータ・インテリア間の温度差が最小になるという2つの条件を与えて風量を同定しながら計算する。なお、ブロック間の空気移動はブロック境界面を通しての一方向への移動であり、ブロック間の換気ではない。また、ブロック間風量は、実際の流量を表すものではなく、ブロック間での熱平衡式を満たすための見かけの熱移動パラメータである。6ブロックモデルの概念を図-5.1に示す。

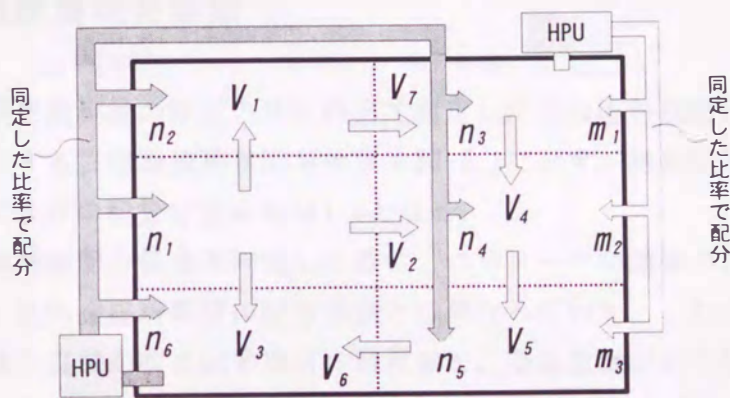


図-5.1 6ブロックモデルの概念

5.2.1 シミュレーション項目

シミュレーション項目を表-5.1に示す。大きく分けて、建物仕様と空調機設定条件の2つの項目である。建物仕様は、外壁面方位と窓ガラスを含む外壁壁体構成の2つである。外壁面方位は、4方位の違いが室内混合損失に与える影響について2月の1ヶ月間について検討する。外壁壁体構成は、第2章、第3章の実測対象ビルを基準として、それに対して高断熱壁体、断熱性能の低い壁体の計3パターンについて検討する。空調機設定条件は、空調機設定温度差と温度制御点の2つである。空調機設定温度差は、ペリメータとインテリアの空調機設定温度差+2、-2℃について6パターンを検討する。空調機温度制御点については、上、中、下の3ブロックについてペリメータとインテリアでの組み合わせで9パターンについて検討する。

表-5.1 シミュレーションによる検討項目

建物仕様	外壁面方位	東西南北の4方位	2月の1ヶ月間
	外壁壁体構成	実測ビルの壁体、高断熱壁体、 断熱性能の低い壁体	2月の2日間
空調機条件	空調機設定温度差	ペリメータとインテリアの設定温度差 +2℃, -2℃の6つの組み合わせ	2月の2日間
	空調機温度制御点	ペリメータ、インテリアの上中下の 3ブロックについて9つの組み合わせ	2月の2日間

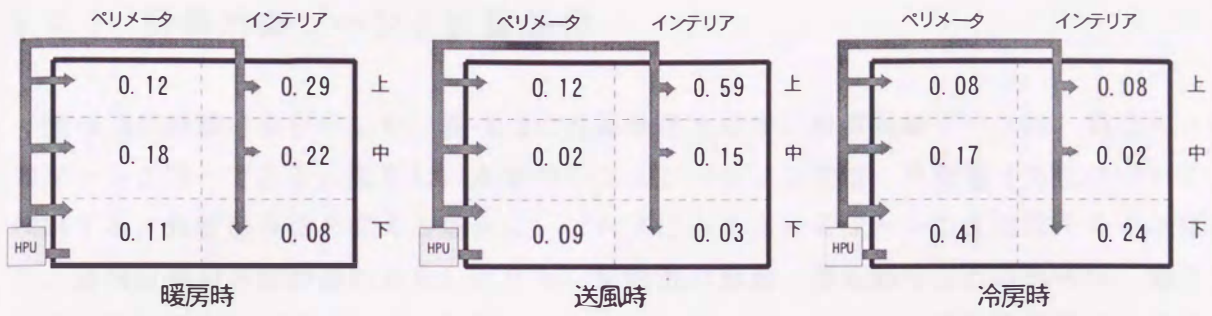
5.2.2 空調機熱量配分係数

第4章の室内混合損失量の推定方法の検討で同定した空調機熱量配分係数を、本シミュレーションで使用する。空調機熱量配分係数を図-5.2に示す。熱量配分係数は、0~1.0の値を取り、全ブロックの配分係数の和は1.0となる。

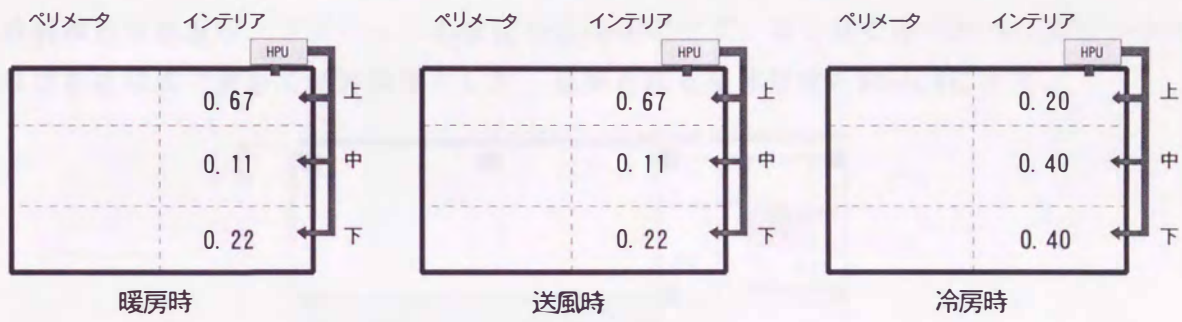
第4章で空調機熱量配分係数を同定した際に、ペリメータ空調機の立ち上がり（暖房）時の配分係数は、他の暖房時間帯の配分係数とは異なっていた。これは、空気温度の低いブロックに空調機の温風が吹き出す場合の流れ場と、空気温度がある程度高くなったときの流れ場が異なることも考えられるし、非空調時の2ブロックモデルから空調時の6ブロックモデルに変わる場合の誤差が含まれることもその理由であろう。したがって、空調立ち上がり（暖房）時のペリメータ空調機熱量配分係数は、他の暖房時間帯の配分係数とは違うものとした。

インテリア空調機が暖房時の熱量配分係数は、実測時にインテリア空調機の暖房運転がなかったため、送風時の配分係数と同一の値とした。

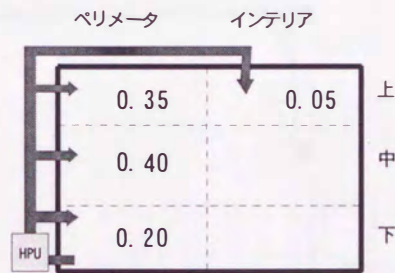
ここに示す熱量配分係数は、厳密には配分係数を同定した実測時と同様の建物仕様と空調システムおよび空調機運転条件において有効であるが、それが異なる場合は配分係数を見直す必要がある。



(a) ペリメータ空調機の熱量配分係数



(b) インテリア空調機の熱量配分係数



(c) ペリメータ空調機空調立ち上がり時 (暖房) の熱量配分係数

図-5.2 各ブロックへの空調機熱量配分係数

5.2.3 計算対象ゾーンと計算条件

図-5.3に計算対象ゾーンを、表-5.2に計算条件を示す。計算対象ゾーンは、第2～4章のゾーンと同一である。ただし、本章のシミュレーションでは、外壁面4方位についても検討する。外壁面方位を変える場合は、フロアに占める対象ゾーンの位置はそのままにして、建物自体の方位が変わるものとする。空調機の風量、運転動作などの条件は、第2章の実測時の状況と同様である。ただし、本シミュレーションでは内部発熱時間帯に外気を導入する。また、空調機は実際の空調機と同じくON/OFF制御とした。また、ペリメータ空調機制御点の温度は、下ブロックの温度を直接使用せず、第2章で述べたペリカウンタ内の温度を近似式で求めて制御温度とした。基準となる壁体構成を図-5.4に示す。

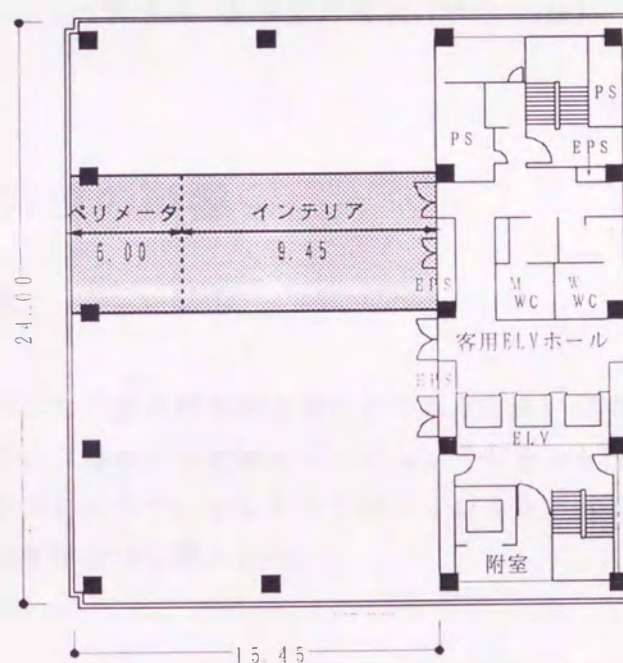


図-5.3 計算対象ゾーン (単位: m)

表-5.2 基準計算条件

気象データ	福岡標準気象データ (2月)
空調日・時間帯	月～金曜日, 8:00～18:00
内部発熱	" , 9:00～18:00
非空調時間帯のペリメータ ・インテリア換気回数	20回/h
空調設定温度	ペリメータ, インテリア共に24℃ 温度差を付ける場合は24℃を基準に+2℃, -2℃
外気導入量	ペリメータ空調機から300m ³ /h導入 (9:00～18:00)

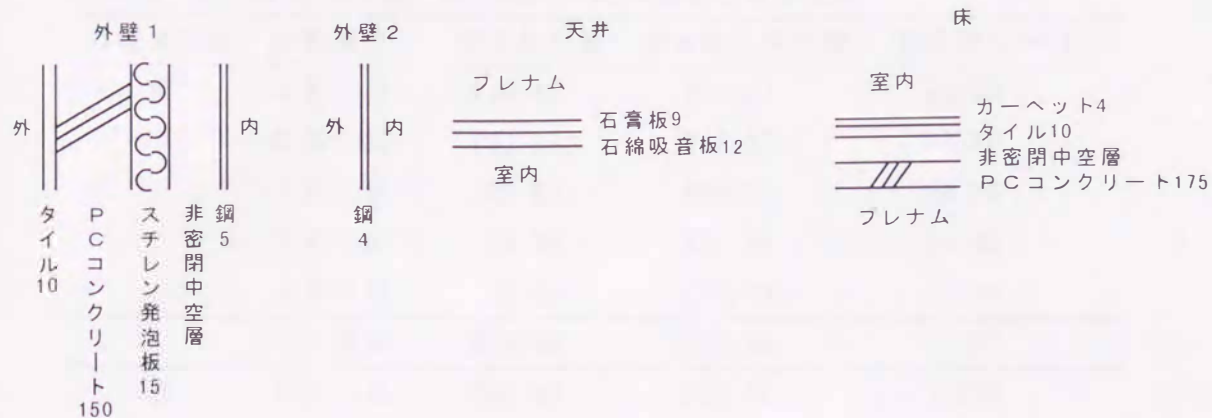


図-5.4 基準壁体構成 (単位:mm)

5.3 外壁面方位の影響

5.3.1 計算条件

外壁面方位により、室内混合損失発生量にどのように違いがでるかを検討する。図-5.3に示すゾーンを対象に、建物方位を変えてシミュレーションを行った。空調機温度制御点は、ペリメータは下ブロックで、インテリアは中ブロックである。計算対象期間は2月の1ヶ月間とし、助走計算は10日間とした。

5.3.2 外壁面方位別室内混合損失発生状況

計算対象期間のうち、2月13~17日の5日間の外界気象（外気温、法線面直達日射量）と空気温度の変動を各方位別にペリメータについては図-5.5に、インテリアについては図-5.6に例示する。同様に、図-5.7に各方位別に空調機処理熱量と室内混合損失量の経時変化を示す。表-5.3に室内混合損失量、混合損失率を示す。

全ての方位において、空調立ち上がり時は蓄熱負荷の影響により、ペリメータ、インテリア共に暖房運転となった。ペリメータとインテリアの空気温度の変動の傾向は、一日を通して類似している。日射量が多く、外気温も高い2月16日、17日はペリメータは暖房になりにくい。ペリメータで暖房になりやすいのは、外気温が低く、日射量も少ない2月14日である。

表-5.3 室内混合損失量，混合損失率の外壁面方位別比較

外壁面方位	計算月日	混合損失量*	空調機処理熱量*	混合損失率 [%]
東	2月13日	130.64	306.43	42.63
	2月14日	124.59	313.02	39.80
	2月15日	102.67	264.79	38.78
	2月16日	69.26	201.42	34.39
	2月17日	58.54	174.25	33.60
	2月積算	1384.55	3892.40	35.57
西	2月13日	101.47	268.71	37.76
	2月14日	118.35	298.35	39.67
	2月15日	87.33	234.93	37.17
	2月16日	49.80	174.93	28.47
	2月17日	42.78	155.16	27.57
	2月積算	1291.81	3810.45	33.90
南	2月13日	51.09	174.43	29.29
	2月14日	87.69	237.60	36.90
	2月15日	44.71	154.09	29.02
	2月16日	34.02	164.16	20.72
	2月17日	30.35	146.16	20.68
	2月積算	775.73	3005.74	25.81
北	2月13日	135.04	329.60	40.97
	2月14日	119.55	313.17	38.17
	2月15日	104.98	279.60	37.55
	2月16日	101.77	262.03	38.84
	2月17日	73.43	204.48	35.91
	2月積算	1589.38	4338.34	36.64

* 熱量単位は、日積算値：MJ/day，月積算値：MJ/month

2月の室内混合損失量積算値を見ると、室内混合損失率は25.81～36.64%となった。また、4方位の中で最も室内混合損失が多く発生するのは外壁面方位が北の場合であり、混合損失量、混合損失率共に他の方位より多い。北で室内混合損失が多くなる理由は、やはりペリメータで暖房となる時間が多いことが原因である。

外壁面方位が東の場合、空調立ち上がり時を除く午前中にペリメータ空調機が送風運転

になることが多い。特に日射量が多い日が顕著である。午後15時以降は暖房となることが多い。

外壁面方位が西の場合、外気温が高い日は午前中のペリメータは暖房が入らない。しかし、基本的に午前中はペリメータで暖房となることが多い。午後からは、ペリメータ空調機が送風運転となることが多い。これは日射の影響であり、日射量の少ない日は一日中ペリメータで暖房となる。また、日射量が少ない日でも、外気温が高ければペリメータで送風となる。

外壁面方位が南の場合、日射の影響によりペリメータで暖房が入りにくいので、ペリメータ空調機のON/OFFによる空気温度の変動は少ない。また、外気温が低い場合でも日射量が多ければ、ペリメータは暖房になりにくい。日射量が多い場合は、ペリメータ空調機が送風運転、インテリア空調機が冷房運転でも、ペリメータ空気温度は上昇する。特に、ペリメータ上ブロックの空気温度が上昇しやすく、中ブロックは上下ブロックの中間値となる。日射による下ブロックの空気温度上昇は顕著に現れない。

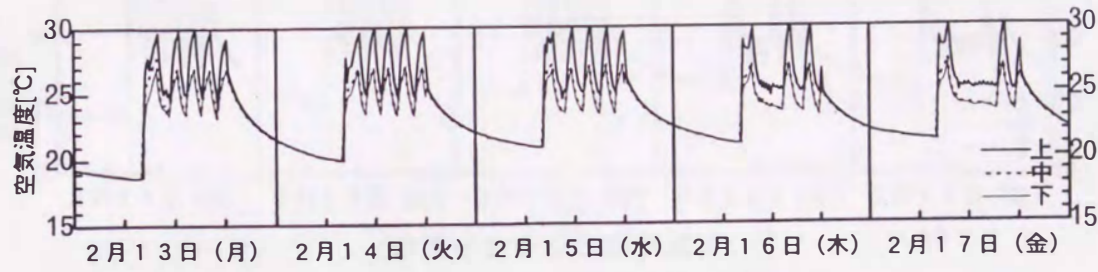
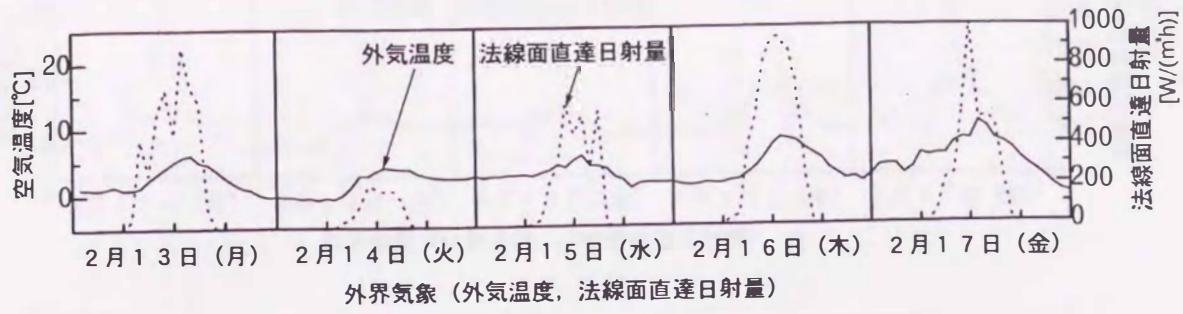
外壁面方位が北の場合、一日中ペリメータで暖房となることが多い。午後から送風運転となることもあるが、これは2月16、17日のように外気温が高い場合である。他の方位のように、日射が空気温度の変動に直接影響することはない。

外壁面方位が東、西、北のペリメータの送風時は、ペリメータ中ブロックと下ブロックの空気温度は近い値となり、場合によっては上下温度分布が逆転する場合がある。これは、冬季のコールドドラフトの影響を厳密に考慮していないためである。

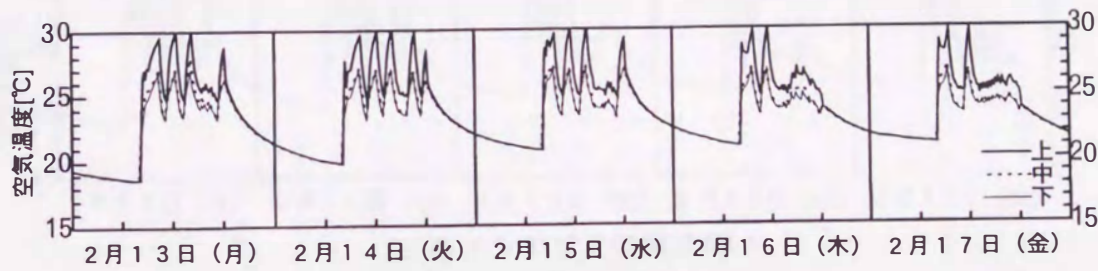
外壁面方位が南でペリメータで送風となるのは、ほとんどは日射による室温上昇に起因する。したがって、ガラス表面温度の上昇により中ブロックの空気温度も上昇し、上下ブロックのほぼ中間値となる。外気温の上昇によりペリメータで送風となる場合は、南でも他の方位と同様に中ブロックと下ブロックの空気温度は近い値となる。

室内混合損失が多く発生した2月13日と14日を比較すると、日射量の多い13日の方が14日より室内混合損失が多く発生している。しかし、外気温を比較すると、14日は午後から外気温がそれほど低くならないが、13日は外気温が低くなっている。これが、13日の室内混合損失量が多くなった理由であろう。

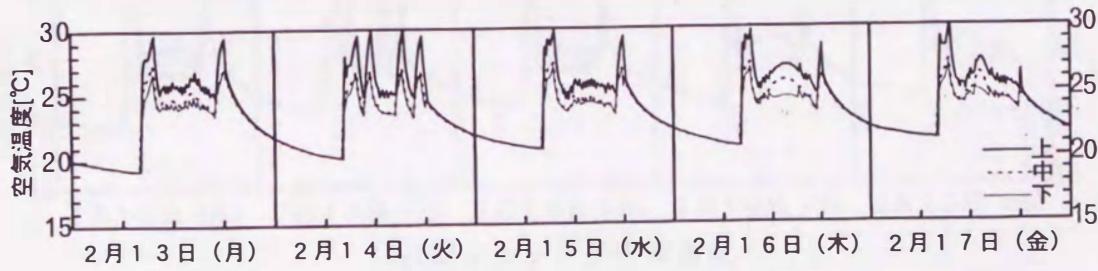
以上をまとめると、室内混合損失が最も多く発生するのは外壁面方位が北の場合である。外壁面方位が東の場合は夕方頃、西の場合は午前中に室内混合損失が発生する。南の場合は、空調立ち上がり時と夕方頃に若干発生することがわかった。また、室内混合損失に大きく影響するのは外気温であり、日射は外壁面方位特性として影響する。2月の室内混合損失率はおよそ25%から36%である。



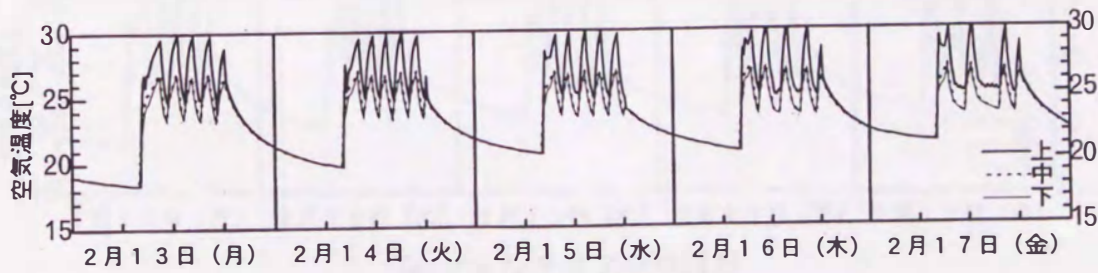
(a) 東ペリメータ空気温度



(b) 西ペリメータ空気温度



(c) 南ペリメータ空気温度



(d) 北ペリメータ空気温度

図-5.5 外壁面各方位別ペリメータ空気温度の変動

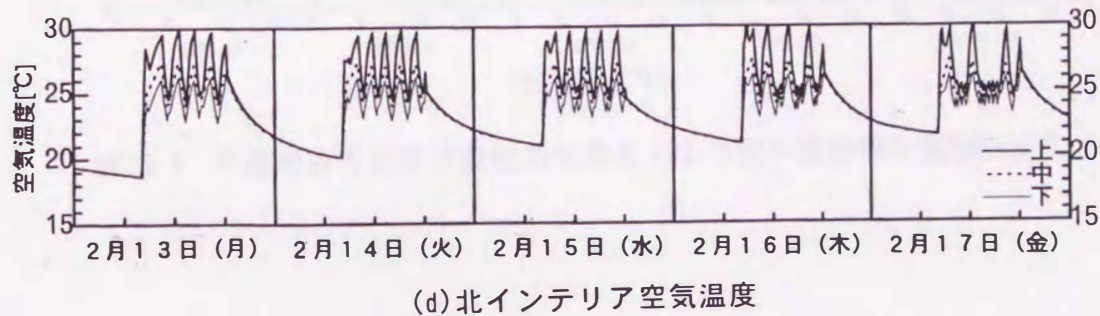
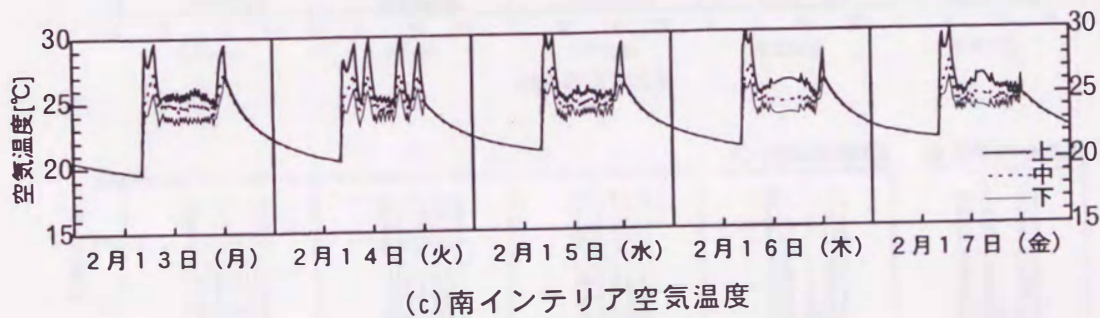
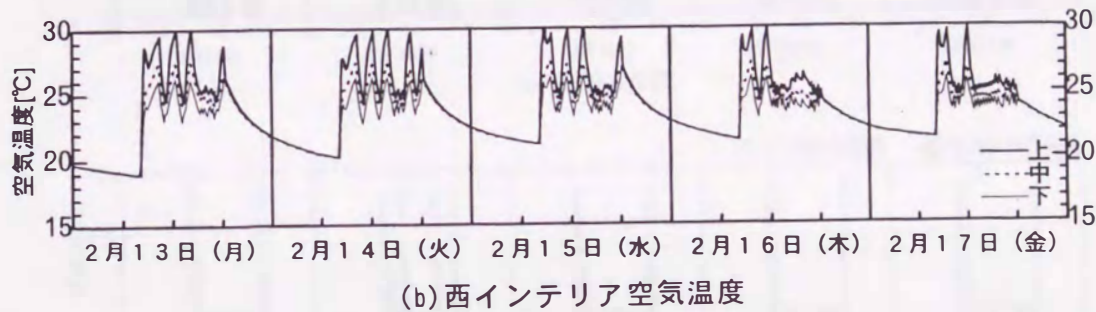
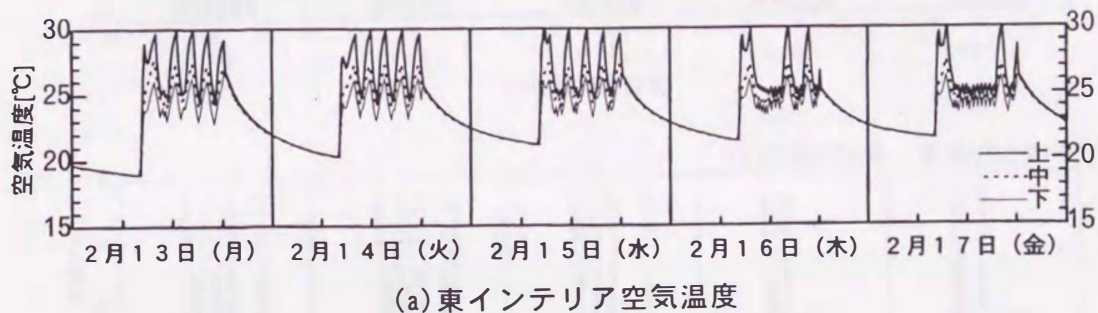
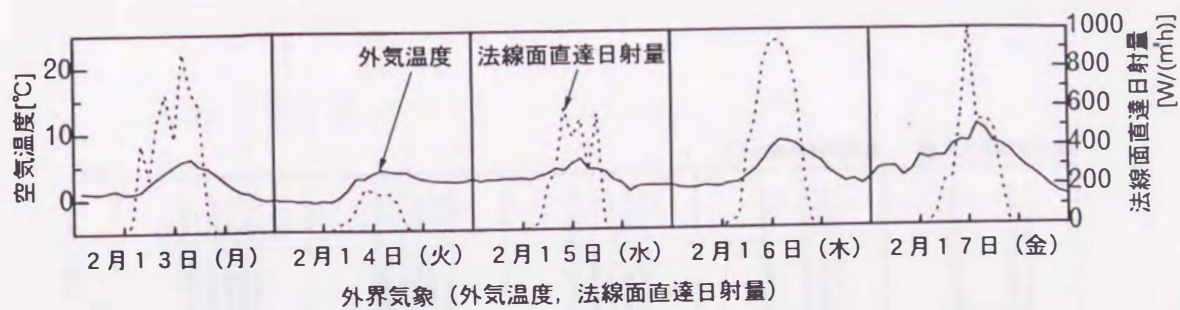
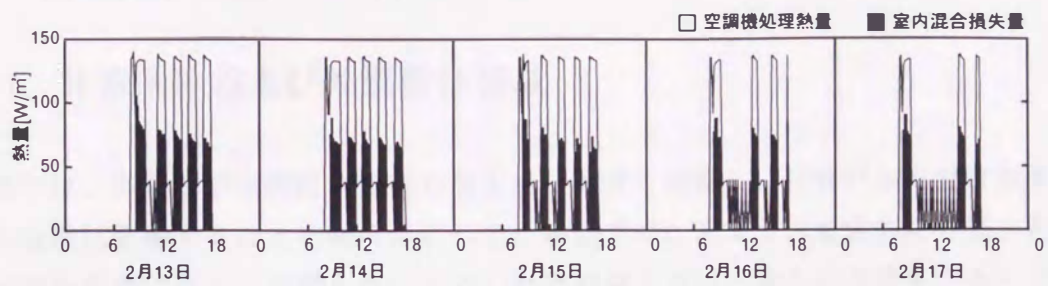
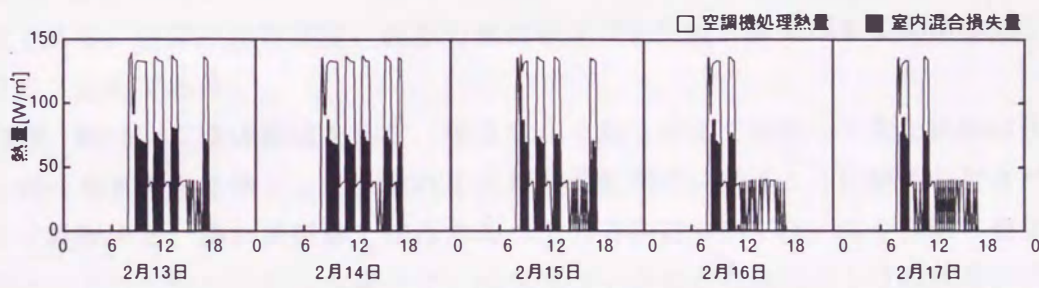


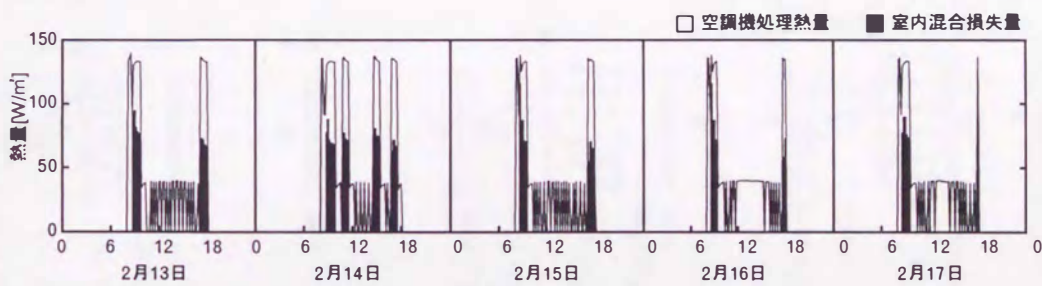
図-5.6 外壁面各方位別インテリア空気温度の変動



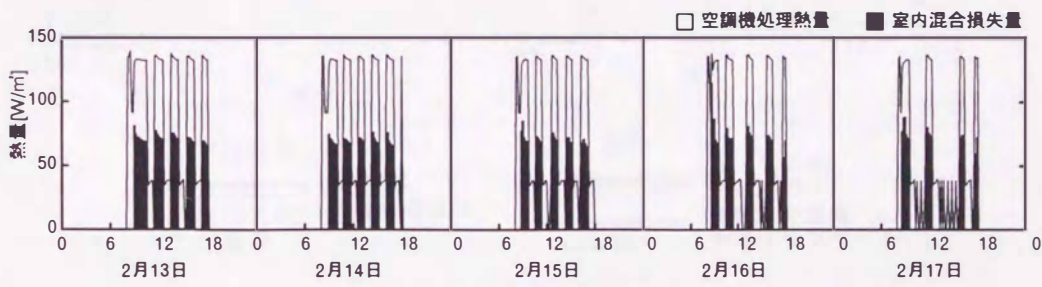
(a)外壁面方位東



(b)外壁面方位西



(c)外壁面方位南



(d)外壁面方位北

図-5.7 外壁面各方位別空調機処理熱量および室内混合損失量経時変化

5.4 外壁断熱性能の影響

5.4.1 計算条件および外壁壁体構成

前節では、外気温が室内混合損失の発生量に大きく影響し、日射が室内混合損失の外壁面方位特性に影響することを明らかにした。本節では、窓ガラスを含めた外壁の断熱性能が室内混合損失に与える影響を検討する。計算対象方位は、室内混合損失が多く発生し、かつ日射の影響も考慮できる外壁面西向きとした。計算対象ゾーン、空調設定条件は前節と同様である。計算対象期間は、前節の検討結果で室内混合損失が多く発生した2月13日と14日の2日間である。

図-5.8、表-5.4に壁体構成を示す。第2章から第4章まで検討してきた建物の外壁壁体構成と同一のものを基準として、それより断熱性能が高い壁体と低い壁体の計3パターンについて検討する。高断熱壁体で使用するペアガラスについては、ガラス間の空気層の熱収支およびガラス間の放射は考慮せず、ペアガラス全体の熱通過率と日射透過率を与えて簡易的に計算した。

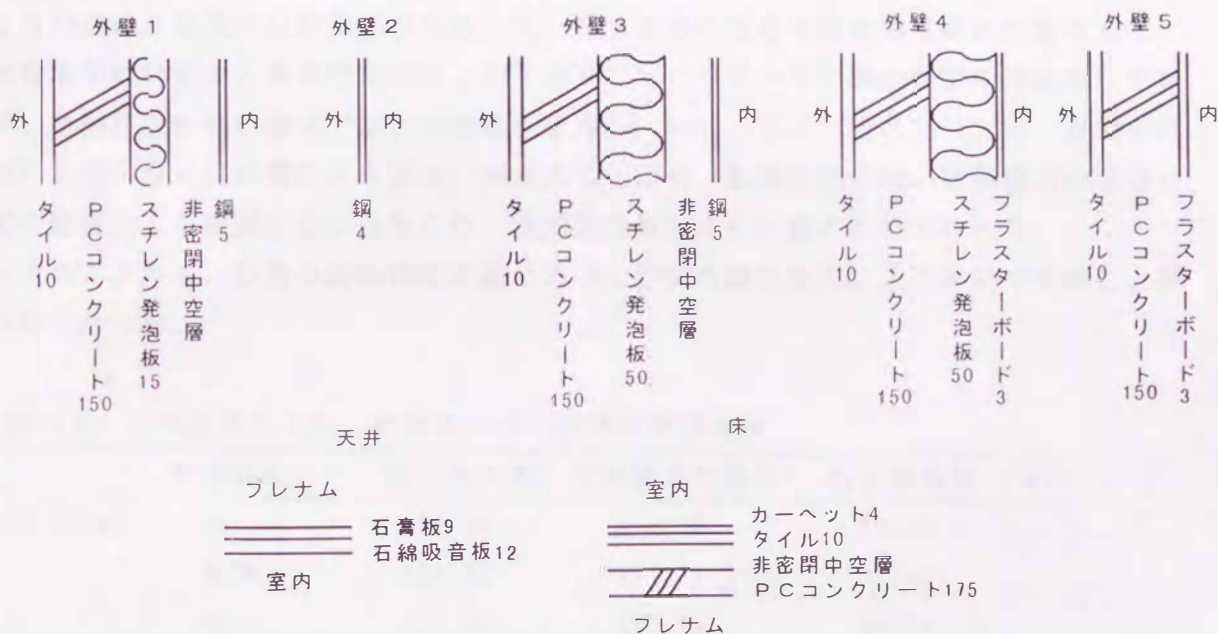


図-5.8 壁体構成 (単位:mm)

表-5.4 壁体の組み合わせ

断熱性能	腰壁	垂壁	窓ガラス
高	外壁 3	外壁 4	ペアガラス (吸熱10mm + 空気層6mm + 透明10mm)
基準	外壁 1	外壁 2	吸熱ガラス10mm
低	外壁 5	外壁 5	シングルガラス10mm

5.4.2 外壁断熱性能と室内混合損失発生状況

表-5.5に室内混合損失量の日積算値を、図-5.9にペリメータとインテリアの空気温度の経時変化を、図-5.10に空調機処理熱量と室内混合損失量の経時変化を示す。

断熱性能が高い壁体の方が、室内混合損失量が少ない結果となった。断熱性能が高い壁体は、混合損失量は少ないが空調機処理熱量も少ないので、2月14日のように各壁体構成の間で混合損失率の顕著な違いは見られなかった。断熱性能が高ければ暖房負荷が低減され、空調機処理熱量も減少するが、一度暖房状態となれば、室内混合損失が発生するので、混合損失率では大きな差が見られなかったのであろう。空気温度の変動と空調機処理熱量、室内混合損失量から判断すると、冷暖房同時発生時間帯の空調機処理熱量と室内混合損失量には壁体構成間の大きな違いは見られない。しかし、冷暖房同時発生時間の長さは、断熱性能が高い壁体では短く、断熱性能が低い壁体では長くなった。

基準の壁体と断熱性能が低い壁体とでは、若干基準壁体の方が混合損失量が少ないが、顕著な差は見られない。これは、もともと基準壁体の断熱性能がそれほど高いものでないからであろう。

2月14日は、昼間の日射量が少なかった。空気温度の変動を壁体構成別に比較すると、断熱性能が低い壁体と基準壁体の2つは、昼間でもペリメータ空調機が暖房運転をしているが、断熱性能が高い壁体では、送風運転となっている。2月13日と14日では、昼間の外気温に大差がなく日射量に大きな違いがあることから、断熱性能が低い壁体構成の場合、日射の影響により暖房負荷が左右され、室内混合損失にも影響するのであろう。

以上のことから、外壁の断熱性能を高めることが室内混合損失防止に有効であることが明らかとなった。

表-5.5 室内混合損失量、混合損失率の断熱性能別比較

	断熱性能	混合損失量*	空調機処理熱量*	混合損失率 [%]
2月13日	高	52.26	174.85	29.89
	基準	105.38	281.51	37.43
	低	107.60	287.84	37.38
2月14日	高	80.61	203.70	39.58
	基準	121.64	305.78	39.78
	低	139.14	352.23	39.50

* 熱量単位は、MJ/day

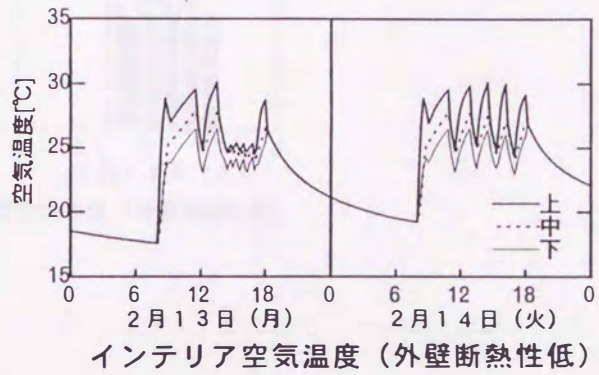
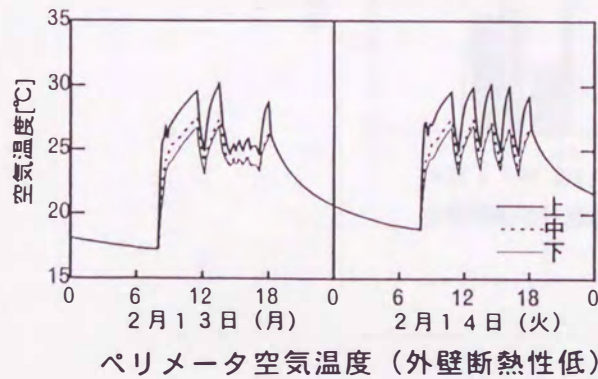
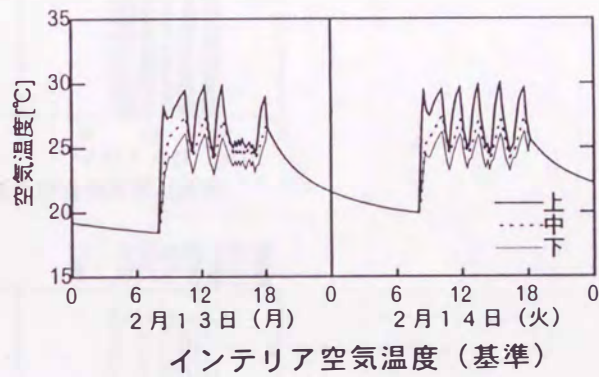
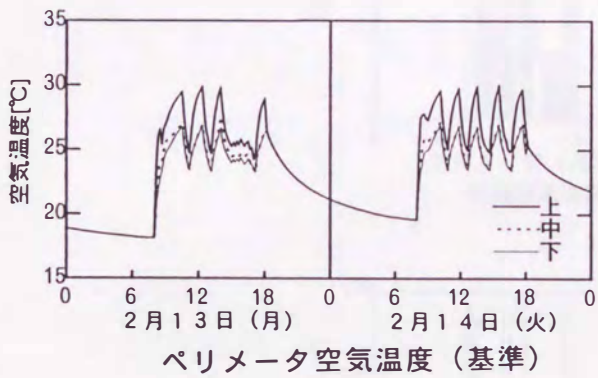
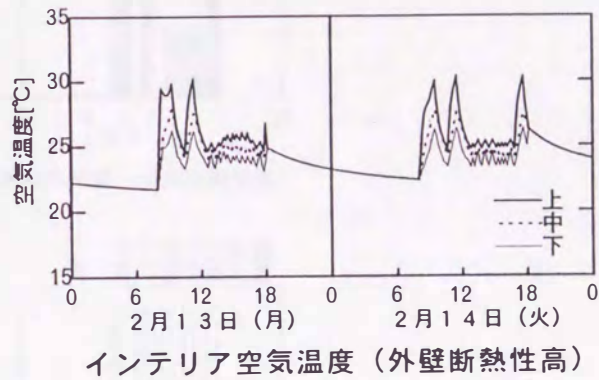
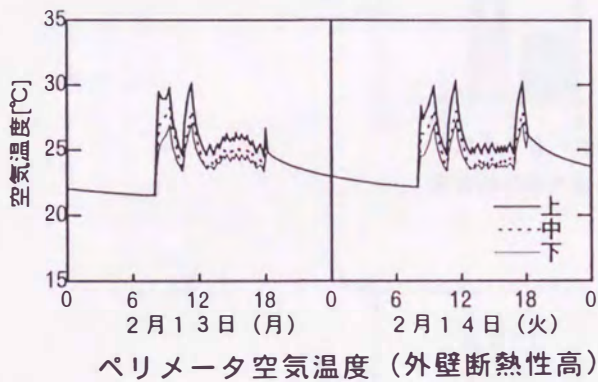
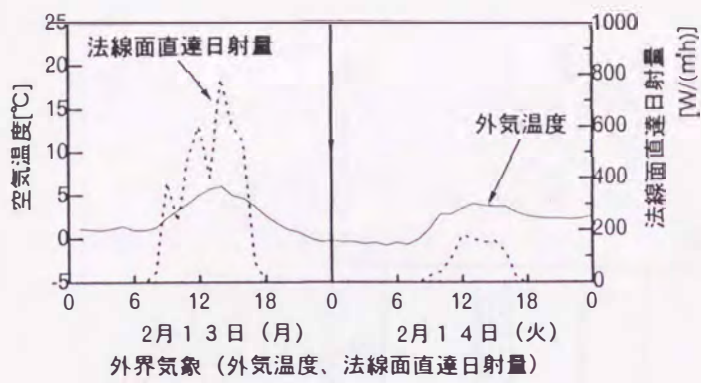


図-5.9 壁体構成別空気温度経時変化の比較

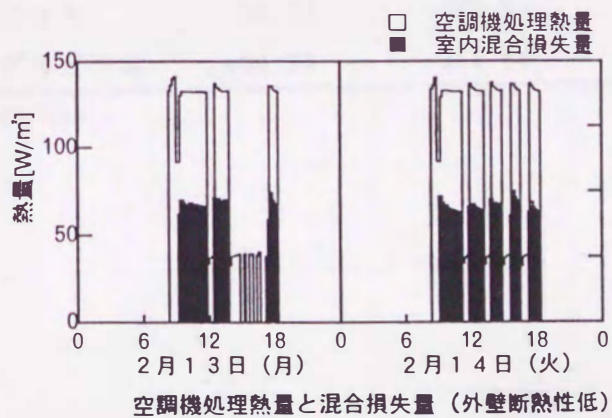
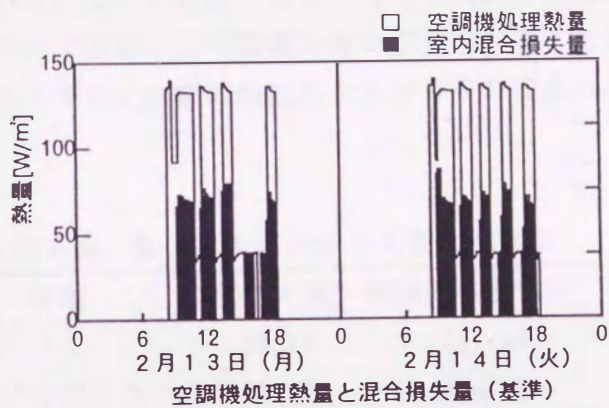
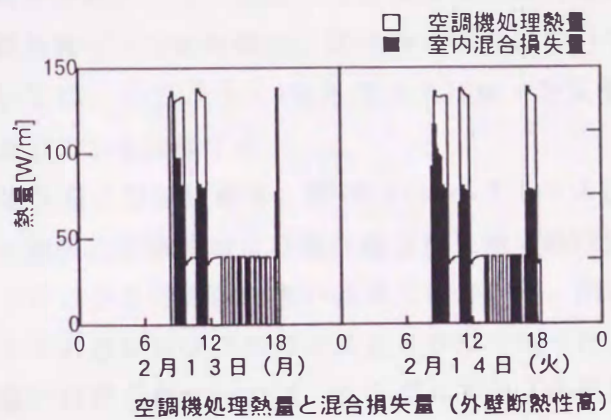


図-5.10 壁体構成別空調機処理熱量および室内混合損失量経時変化

5.4.3 窓ガラスの熱特性が室内混合損失に与える影響

ここでは、外壁の断熱性能のうち、窓ガラスの熱特性が室内混合損失に与える影響に限定して検討する。計算対象ゾーンの外壁は、窓を除く部分については図-5.4に示した基準壁体とした。窓については、ペアガラス(吸熱ガラス10mm+空気層6mm+透明ガラス10mm)とシングルガラス10mmの2つを比較する。

表-5.6に室内混合損失量の日積算値を、図-5.11にペアガラスとシングルガラスの空気温度経時変化および空調機処理熱量および室内混合損失量の経時変化を示す。

混合損失率は、2つのガラスで顕著な違いは見られないが、室内混合損失量および空調機処理熱量はペアガラスの方がシングルガラスより少なくなった。日射量の多い2月13日に両ガラスで顕著な違いが見られないのは、シングルガラスの熱損失と日射による熱取得が相殺するからであろう。このことは、2月14日の室内混合損失量と空気温度の変動を見れば、ペアガラスとシングルガラスで顕著な違いが見られることからわかる。したがって、室内混合損失を防止するには窓の熱抵抗を大きくすれば良い。

表-5.6 室内混合損失量、混合損失率のガラス種類別比較

	ガラス種類	混合損失量*	空調機処理熱量*	混合損失率 [%]
2月13日	ペアガラス	90.11	231.43	38.94
	シングルガラス	101.67	274.03	37.10
2月14日	ペアガラス	96.35	243.97	39.49
	シングルガラス	126.93	313.84	40.44

* 熱量単位は、MJ/day

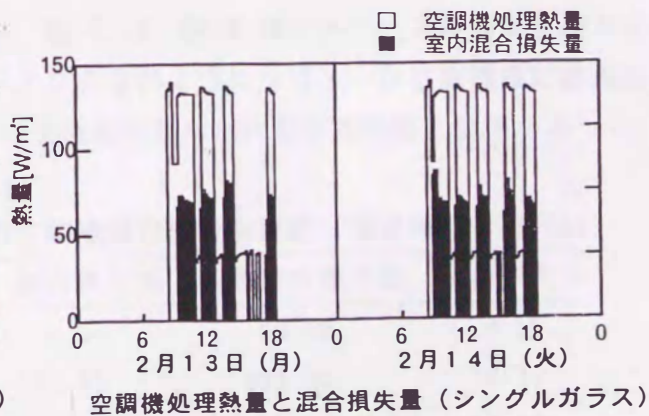
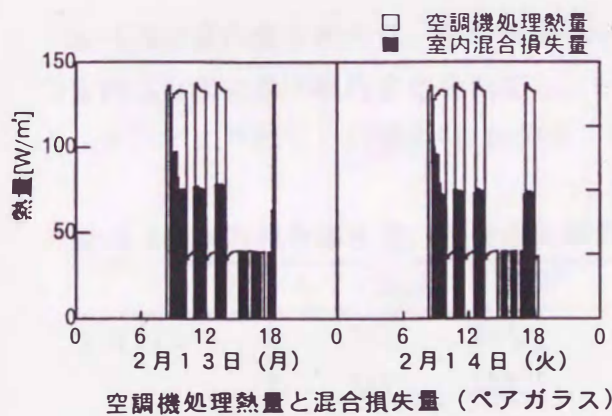
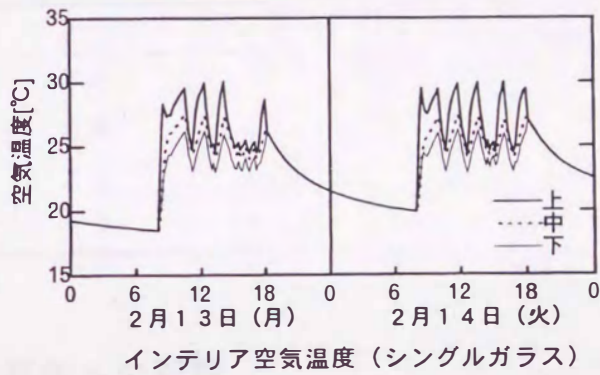
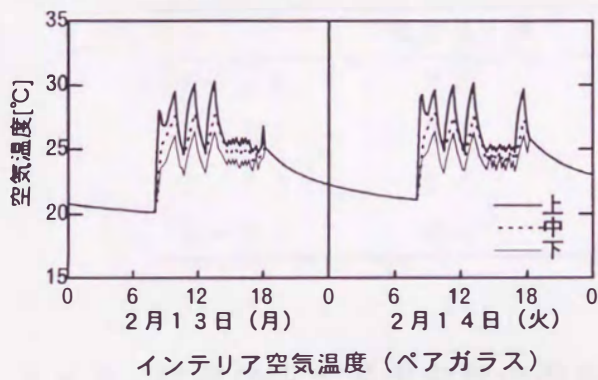
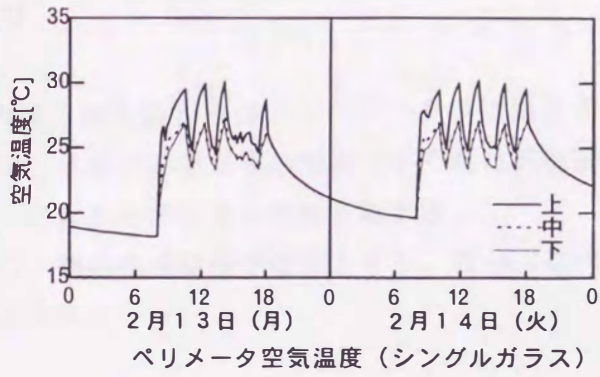
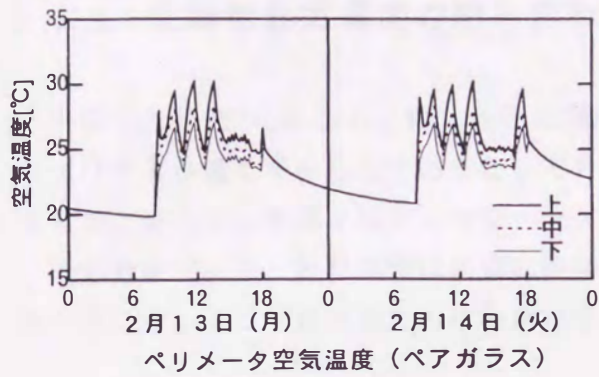


図-5.11 空気温度と室内混合損失量経時変化の比較 (ガラス種類別)

5.5 空調機設定温度の影響

5.5.1 空調機設定温度の組み合わせ

中原らの研究²⁾によると、最も有効な室内混合損失防止策は、ペリメータ設定温度をインテリアより低くすることとしており、本論文の第2章の実測でもそれは実証済みである。そこで、本章ではシミュレーションによりその効果を再度確認する。

計算対象ゾーン、計算期間は前節と同様で、壁体構成は基準壁体とする。表-5.7にペリメータ、インテリア設定温度の組み合わせを示す。

表-5.7 ペリメータ，インテリア空調機設定温度（単位：℃）

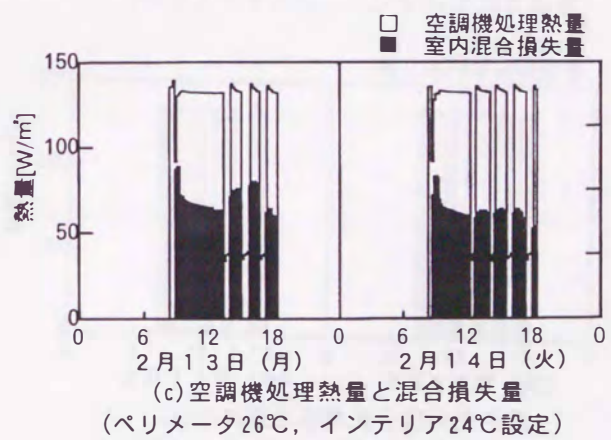
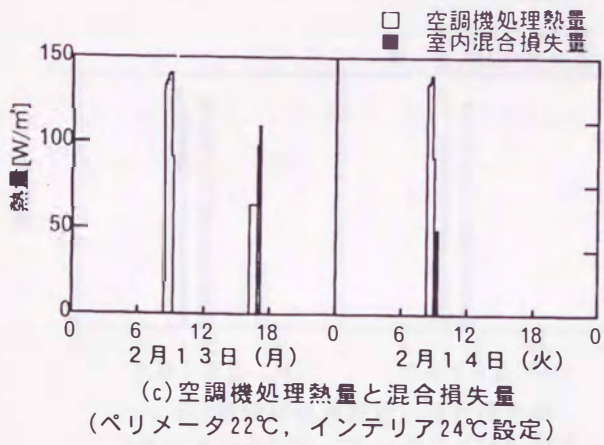
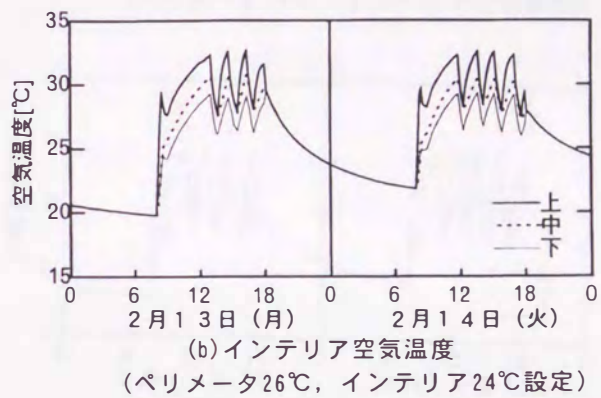
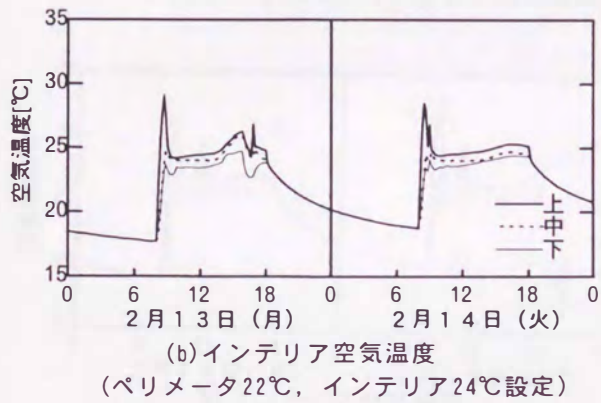
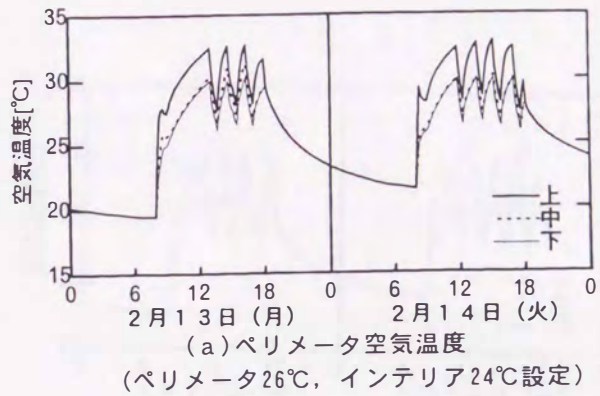
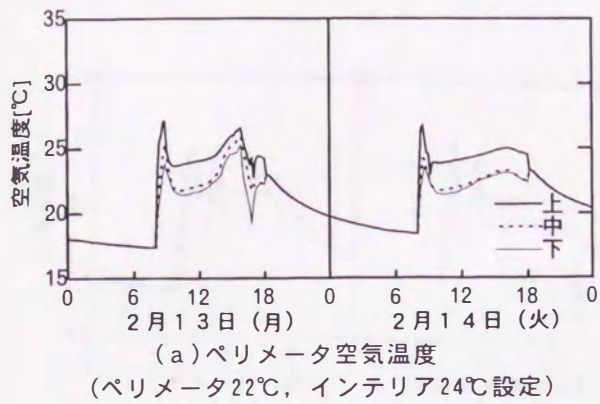
	ペリメータ	インテリア
ケース1	22	24
ケース2	26	24
ケース3	24	26
ケース4	24	22

5.5.2 空調機設定温度の室内混合損失への影響

表-5.8に室内混合損失量、混合損失率を、図-5.12、図-5.13に各ケースの空気温度および室内混合損失量の経時変化を示す。ケース1と3のようにペリメータ空調機設定温度をインテリアより低くした場合は、前節までの全検討中最も室内混合損失防止効果があった。

表-5.8 室内混合損失量，混合損失率の空調機設定温度別比較（熱量単位：MJ/day）

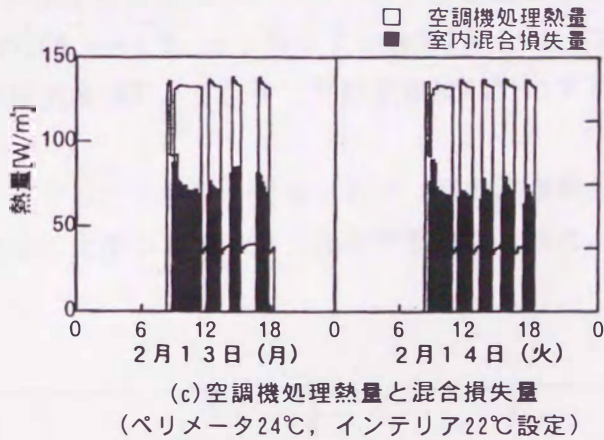
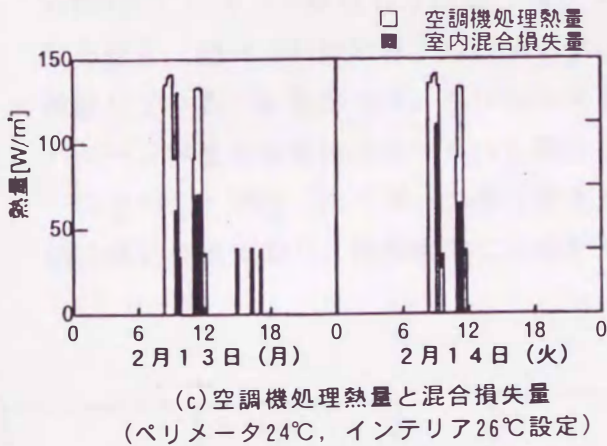
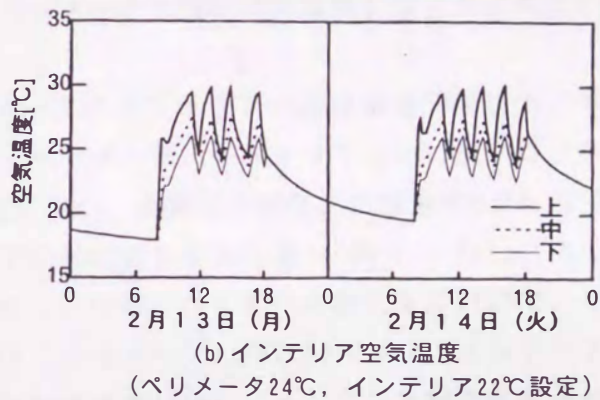
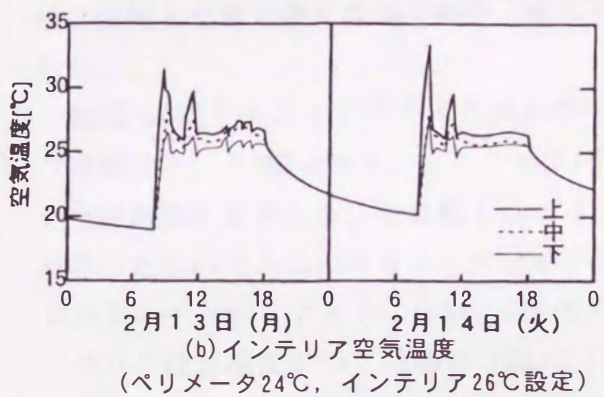
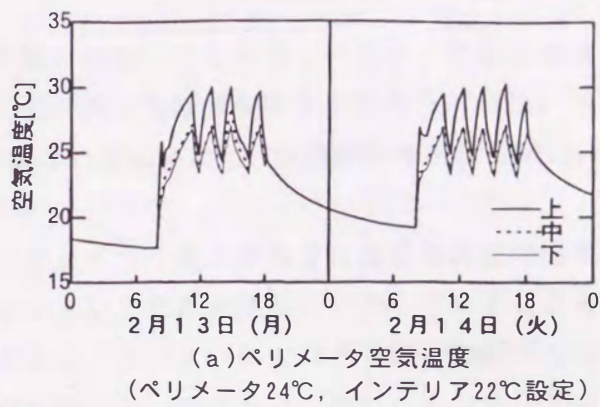
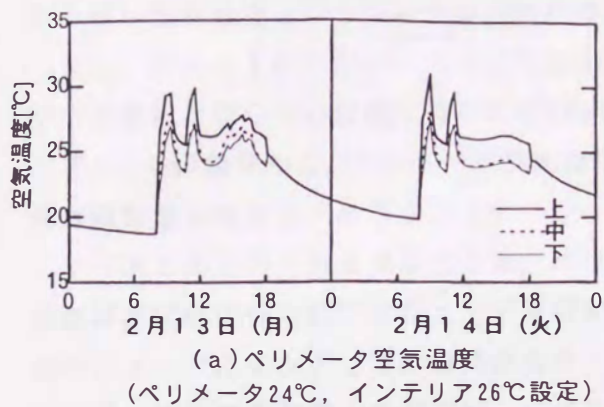
	ケース	P設定	I設定	混合損失量	空調機処理熱量	混合損失率
2月13日	1	22℃	24℃	5.58	60.89	9.17
	2	26℃	24℃	168.63	380.90	44.27
	3	24℃	26℃	18.16	105.18	17.26
	4	24℃	22℃	141.86	325.40	43.60
2月14日	1	22℃	24℃	0.00	31.32	0.00
	2	26℃	24℃	153.60	374.62	41.00
	3	24℃	26℃	16.43	82.44	19.93
	4	24℃	22℃	146.20	338.35	43.21



ケース 1

ケース 2

図-5.12 空気温度と室内混合損失量経時変化 (ケース 1, 2)



ケース 3

ケース 4

図-5.13 空気温度と室内混合損失量経時変化 (ケース 3, 4)

ケース1と3の空気温度と空調機処理熱量および混合損失量の経時変化を見ると、空調立ち上がり時以外はほとんど冷房または暖房されておらず、空気温度も空調機送風運転による成り行き温度となっているのがわかる。

また、ケース1の方がケース3より混合損失量が少ないことから、ペリメータ設定温度が冷房運転とならない程度に低ければ低いほど混合損失量は減少するであろう。逆に、ケース2、4の結果から、ペリメータ設定温度が高ければ高いほど、空調機処理熱量も増え、混合損失量も増えるであろう。

ケース1と3の空気温度を見ると、ペリメータとインテリアの各空気温度制御点の温度はほぼ設定値に保たれており、上下温度勾配も小さいことがわかる。一方、ケース2と4のペリメータとインテリアの空気温度を比較すると、ペリメータでは上下温度勾配があるものの、空気温度制御点の温度は、ほぼ設定値付近となっている。しかし、インテリアは設定温度より常に高くなっており、ほとんどペリメータと同じ空気温度となっているのがわかる。

図-5.14にケース1とケース3およびペリメータとインテリアの設定温度が同じケース(基準設定)のPMVを示す。ここで示すPMVは、ペリメータ、インテリアともに中ブロックの空気温度を基準とし、着衣量1 clo、代謝量1.2 met、相対湿度60%、気流速度0.15 m/sで計算したものである。ペリメータとインテリアの設定温度が同じ場合(図-5.14(c))、ペリメータとインテリアともにPMVは1前後で推移している。ペリメータ設定温度22℃で、インテリア設定温度が24℃の場合(図-5.14(a))、ペリメータのPMVは0~1.0、インテリアのPMVは0.4~0.9で推移している。ペリメータ設定温度が24℃、インテリア設定温度が26℃の場合(図-5.14(b))は、ペリメータのPMVは0.4~1.2、インテリアのPMVは0.4~1.3で推移している。したがって、ペリメータ設定温度を22℃、インテリア設定温度24℃にするパターンが最も熱環境的にも良いと言える。

以上のことから、ペリメータ設定温度をインテリアより低くすることが、室内混合損失防止策に有効であり、熱環境的にも良好であることがシミュレーションでも検証された。

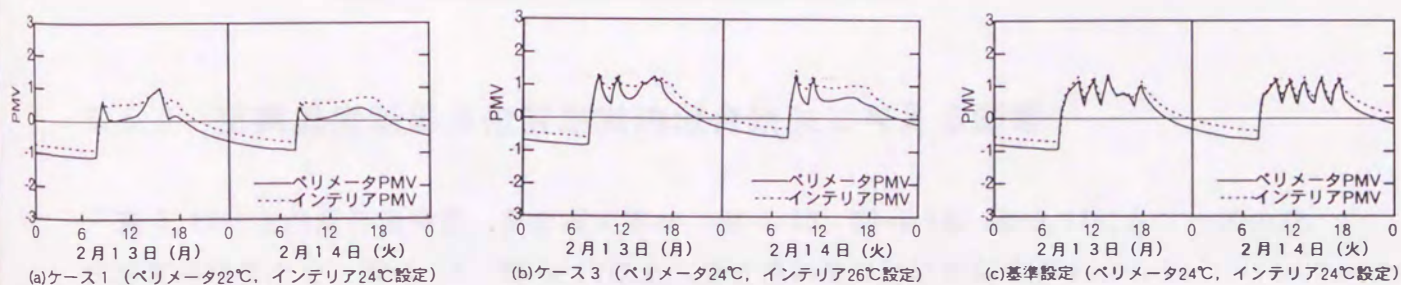


図-5.14 設定温度別PMVの比較(1clo, 1.2met, 相対湿度60%, 気流速度0.15m/s)

5.6 空調温度制御点の影響

5.6.1 空調温度制御点の組み合わせ

空調機制御用空気温度センサの位置は、センサ取り付け位置が様々な制約を受けるので、一般的に室からの還り空気温度を検知できる位置の空気温度を室の代表室温として取り扱っている。しかし、上下温度勾配のように室内空気温度分布が実際にはあるので、センサはその室の局所的な空気温度を検知しているにすぎない。したがって、そのような空気温度によって空調機が動作すると、室内混合損失を引き起こす可能性が高い。そこで、実測では検討できなかった、空調機制御用空気温度センサ位置の室内混合損失に対する影響をシミュレーションによって検討する。センサの位置は、ペリメータ、インテリア共に上中下の3点の組み合わせで計9ケースについて検討する。表-5.9に組み合わせのパターンを示す。

計算対象ゾーン、建物仕様、空調設定温度は前節までの基準の仕様とし、センサの位置のみを変えて計算する。

表-5.9 空調温度制御点の組み合わせ

ケース	ペリメータ	インテリア
1	上	上
2	上	中
3	上	下
4	中	上
5	中	中
6	中	下
7	下	上
8	下	中
9	下	下

5.6.2 空調温度制御点位置が室内混合損失に与える影響

表-5.10に室内混合損失量、混合損失率を、図-5.15、図-5.16、図-5.17に各ケースの空気温度経時変化を、図-5.18、図-5.19に室内混合損失量の経時変化を示す。

ペリメータ空調機の空気温度センサが上ブロックにあるケース1から3の場合、空調立ち上がり後すぐに送風運転となるので、上ブロックの空気温度が上昇しなければ空調終了

時まで送風運転を継続し、空調機処理熱量および室内混合損失量も少なくなる。しかし、上ブロックは高温となりやすいため、ケース3あるいはケース2の2月14日のようにペリメータは冷房運転となる。ただし、この時インテリア空調機も冷房運転なら良いが、ケース3のようにインテリアが下ブロックの低い空気温度を検知すると、ペリメータ冷房、インテリア暖房の室内混合損失になってしまう可能性がある。ケース1の場合、この計算ではペリメータ、インテリア共に送風運転が多かったため、室内混合損失量は少なくなったが、ペリメータ空調機の空気温度センサが上ブロックにある場合は、ペリメータ空調機が冷房運転となる可能性が高いので、室内混合損失は起きないまでも、中ブロック、下ブロックの居住域の熱環境が悪化する可能性がある。

最も室内混合損失量が少なかったのは、ケース6のペリメータ空調機の空気温度センサが中ブロック、インテリア空調機のセンサが下ブロックの組み合わせである。基本的にペリメータ空調機の空気温度センサが中または下ブロックにある場合、ペリメータ空調機は暖房運転あるいは送風運転になりやすい。したがって、インテリア空調機の空気温度センサは温風の影響を受けにくい下ブロックにある場合が最も室内混合損失が少なくなる。

表-5.10 室内混合損失量，混合損失率の空調機制御用空気温度センサ位置別比較

	ケース	P	I	混合損失量	空調機処理熱量	混合損失率
2月13日	1	上	上	7.41	81.45	9.10
	2		中	7.80	53.17	14.67
	3		下	198.16	276.08	71.78
	4	中	上	103.88	250.97	41.39
	5		中	49.02	181.29	27.04
	6		下	0.00	75.29	0.00
	7	下	上	138.75	299.71	46.30
	8		中	105.38	281.51	57.43
	9		下	53.13	184.63	28.78
2月14日	1	上	上	11.49	51.05	22.51
	2		中	243.40	255.95	95.09
	3		下	191.21	230.55	82.93
	4	中	上	133.79	305.84	43.74
	5		中	41.83	187.69	22.29
	6		下	3.06	99.17	3.09
	7	下	上	162.56	347.26	46.81
	8		中	121.64	305.78	39.78
	9		下	77.85	246.44	31.59

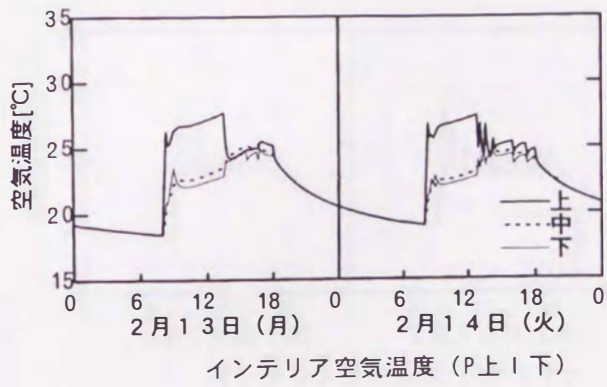
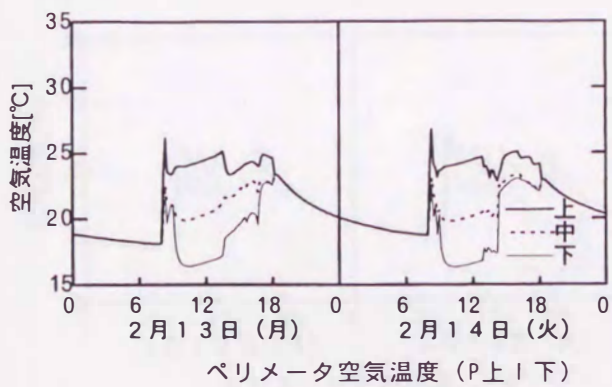
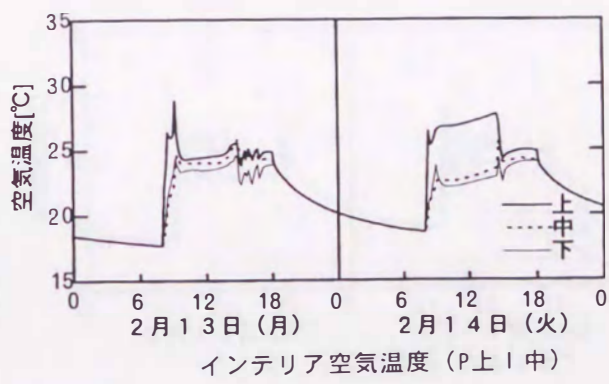
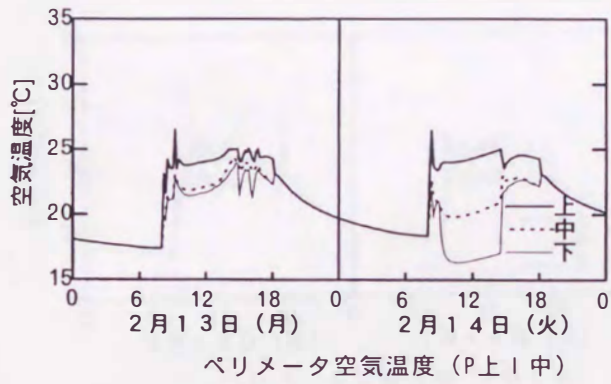
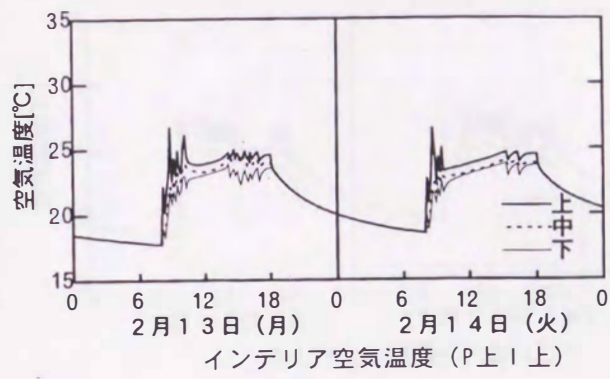
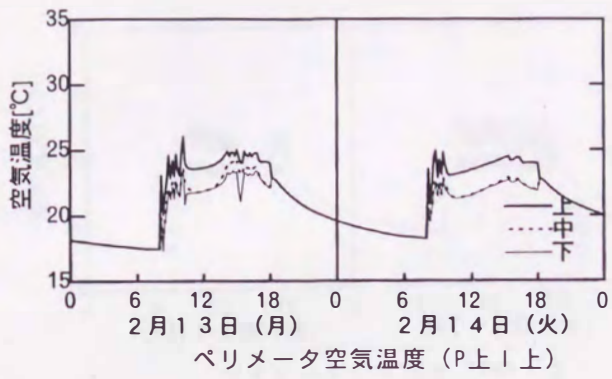


図-5.15 各ブロック空気温度の経時変化 (ケース1~3)

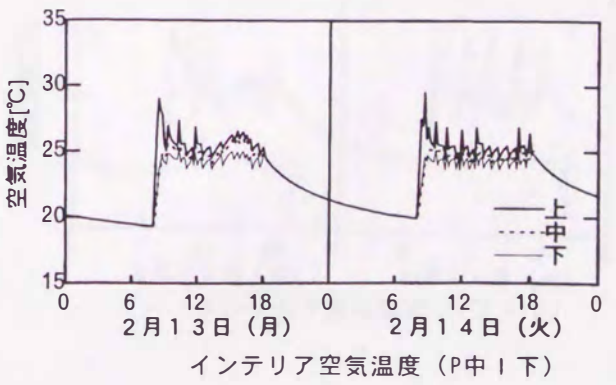
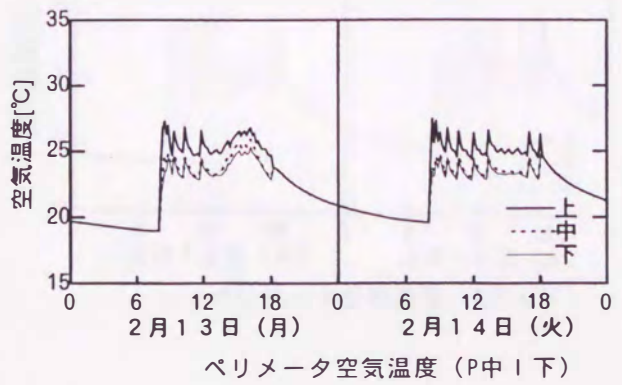
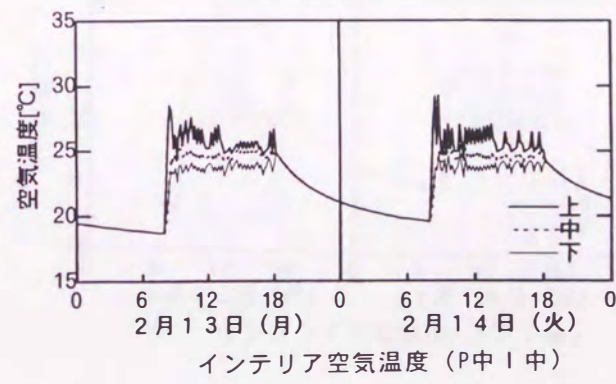
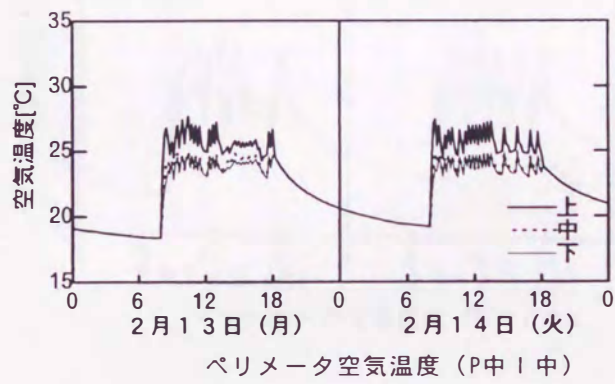
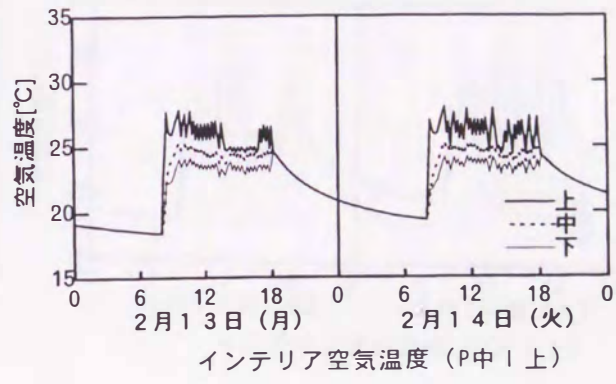
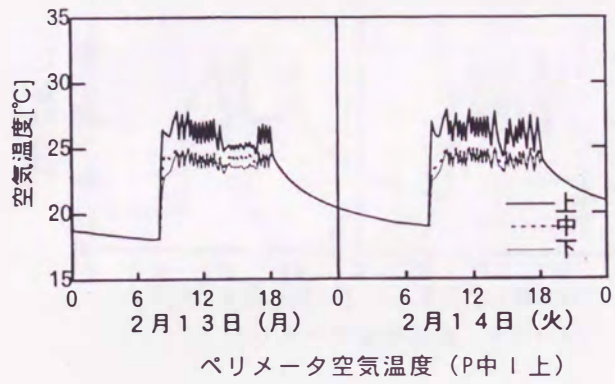


図-5.16 各ブロック空気温度の経時変化 (ケース4~6)

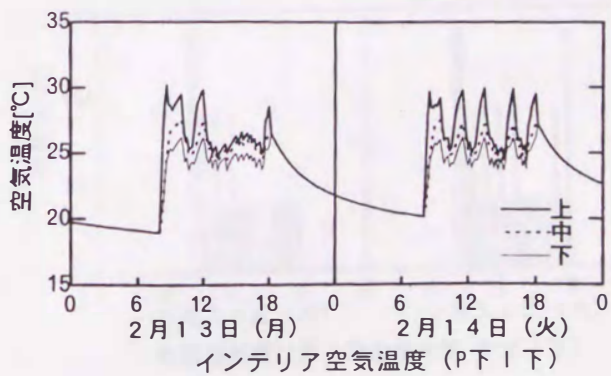
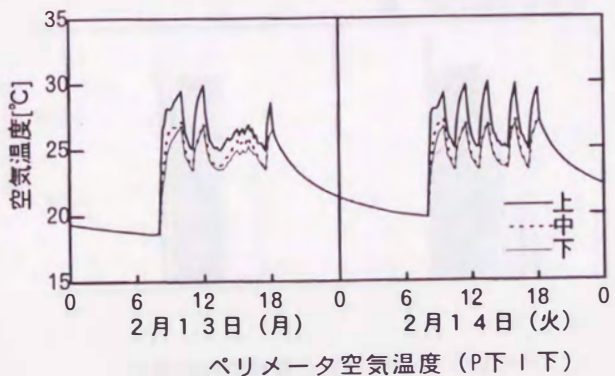
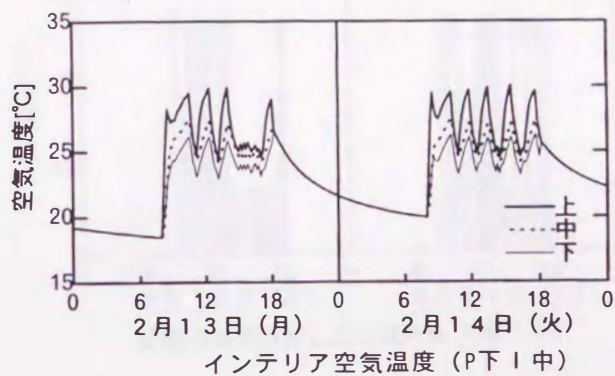
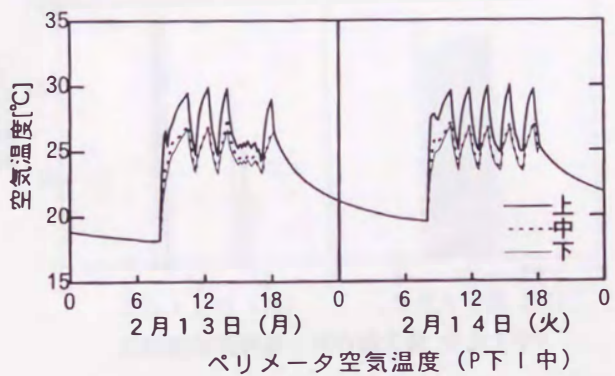
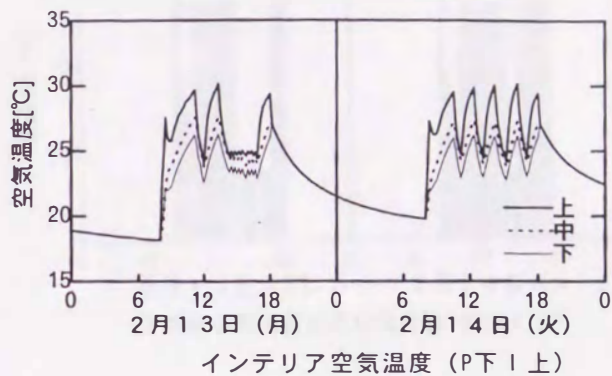
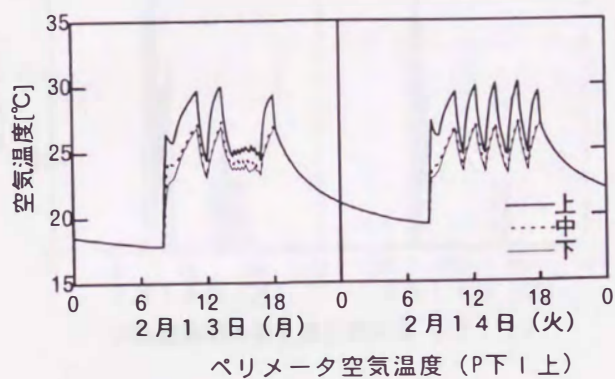


図-5.17 各ブロック空気温度の経時変化 (ケース7~9)

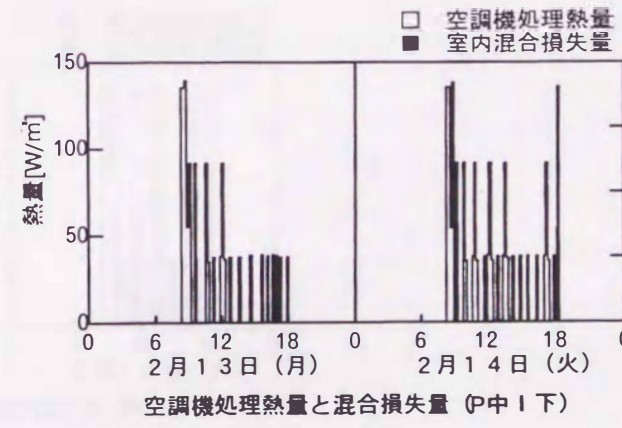
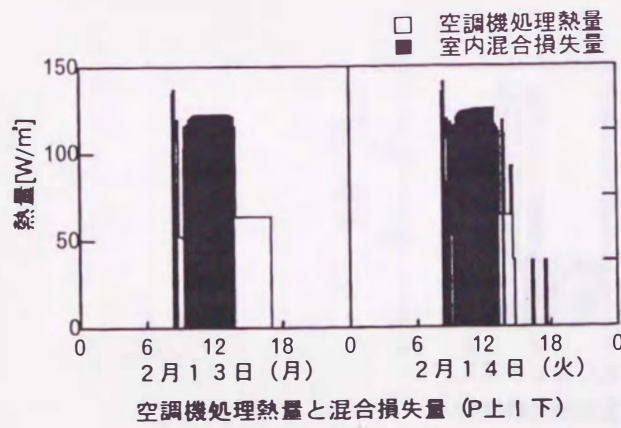
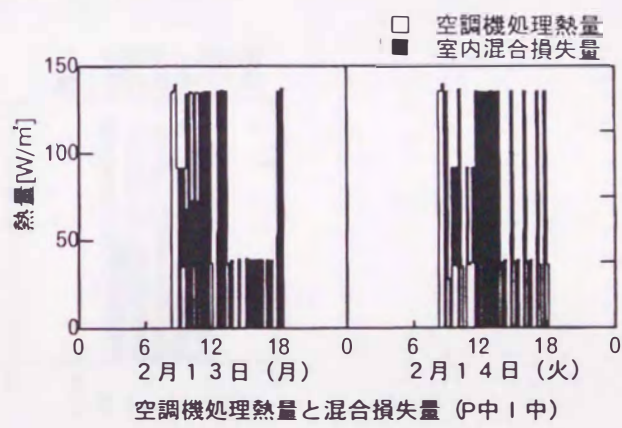
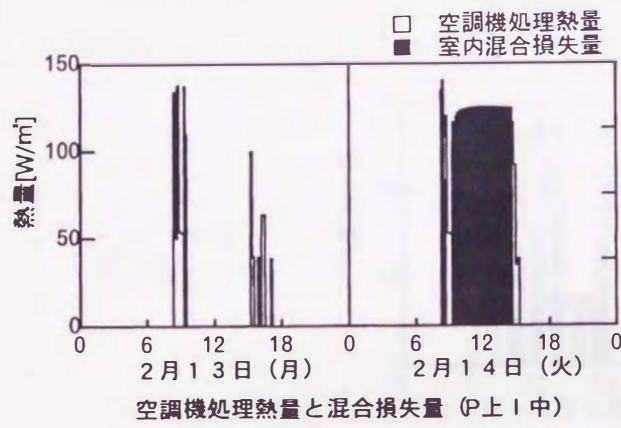
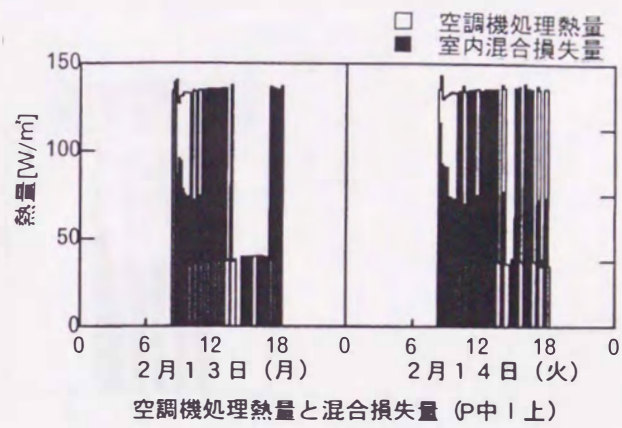
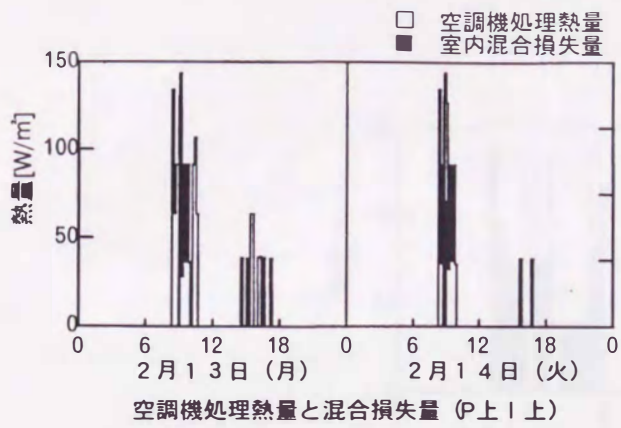


図-5.17 空調機処理熱量と室内混合損失量経時変化 (ケース1~6)

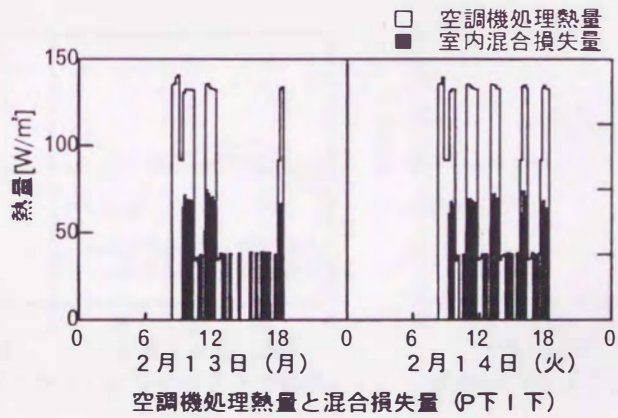
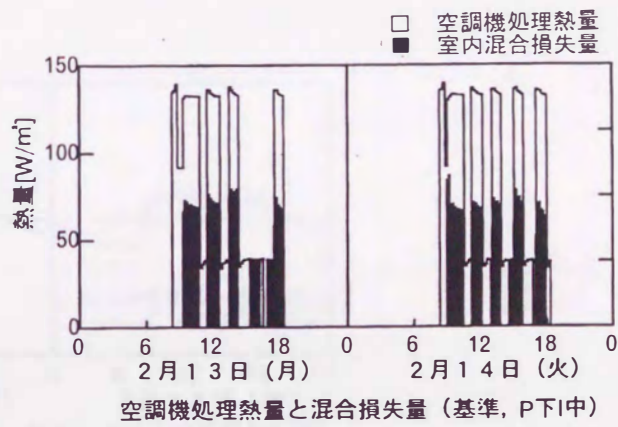
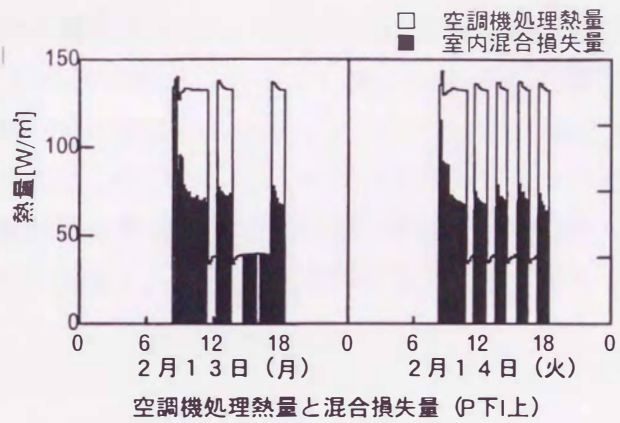
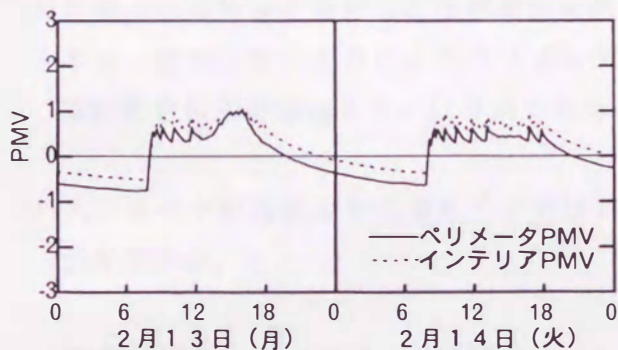
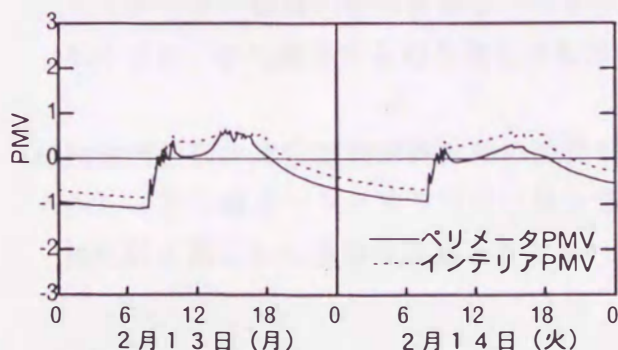


図-5.18 空調機処理熱量と室内混合損失量経時変化 (ケース7~9)

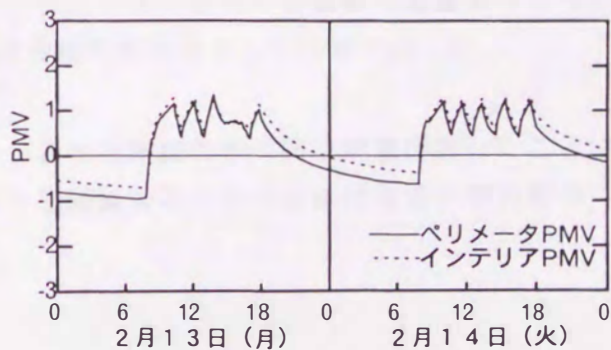
図-5.20にケース6（ペリメータ中、インテリア下で制御）とケース1（ペリメータ、インテリアともに上で制御）とケース8（ペリメータ下、インテリア中で制御）のPMVを示す。第2章、第3章の実測時の空調機制御用室温センサ位置はケース8と類似していた。ケース8のペリメータのPMVは0.8~1.3で推移している。インテリアのPMVは0.6~1.3で推移している。混合損失の最も少なかったケース6では、ペリメータのPMVは0.4~1.0で、インテリアのPMVは0.6~1.0で推移している。両ゾーンともにPMVの変動は少ない。今回の全ケースの中で最もPMVが0に近かったのは、ケース1（ペリメータ、インテリアともに上で制御）であった。以上のことから、ケース6のようにペリメータ中ブロック、インテリア下ブロックで空調機制御用室温センサを設置すれば、基準となるケース8よりも室内混合損失を防止できるだけでなく、熱環境が良好になると考えられる。



(a)ケース6（ペリメータ中、インテリア下で制御）



(b)ケース1（ペリメータ上、インテリア上で制御）



(c)ケース8（ペリメータ下、インテリア中で制御）

図-5.20 制御点別PMVの比較

5.7 おわりに

本章では、6ブロックモデルを用いたシミュレーションにより、室内混合損失防止策について検討した。検討項目は、外壁面方位、外壁壁体構成、空調機設定温度差、空調機温度制御点の4項目である。以下に得られた知見を述べる。

- (1)本章で想定した基準建物および空調システムでは、2月の1ヶ月間の混合損失率は平均で26~37%となった。外壁面方位別では、4方位の中で最も室内混合損失が多く発生するのは外壁面方位が北の場合であり、混合損失量、混合損失率共に他の方位より多い。
- (2)外壁面方位が東の場合は夕方頃、西の場合は午前中に室内混合損失が発生する。南の場合は、空調立ち上がり時と夕方頃に若干発生することがわかった。
- (3)外壁の断熱性能を高めると空調機処理熱量ならびに室内混合損失量が抑制されることから、建物仕様の改善によりペリメータレス化を図ることは暖房負荷の低減となり、室内混合損失を抑制するのに有効である。
- (4)ペリメータ空調機設定温度をインテリアより低くすることが、最も室内混合損失防止効果がある。
- (5)本章で想定したペリメータ床置き、インテリア天井吹き出しの空調システムの場合、ペリメータ空調機の空気温度センサを中ブロック、インテリア空調機の茎温度センサを下ブロックに設置する組み合わせも室内混合損失防止策として有効であった。
- (6)検討項目の中で空調機制御方法の改良がもっとも室内混合損失防止効果があったことから、空気温度センサ取り付け位置を含めた空調機制御方法の改良は今後の室内混合損失防止策として重要な課題と考えられる。

参考文献

- 1) 渡辺俊行：室温変動系の理論構成と動的挙動に関する研究，学位論文（九州大学），
1982年6月
- 2) 中原信生，他：空気調和における室内混合損失防止に関する研究（第1報），空気調
和・衛生工学会論文集，No.33, 1987年2月

第6章 総括

本論文では、従来から不可能と言われてきた実際のビルの室内混合損失発生状況の定量的把握と、混合損失発生量の予測方法の確立を目的に、実測データの解析方法、計算モデルを検討した。

第1章では、研究の背景と目的を整理し、室内混合損失の定義、室内混合損失に関連する既往の研究、論文の構成について述べた。

第2章では、竣工後引渡し直前の実存ビルにおいて秋季実測を行い、室内熱環境と空調機運転状況などの実測データから室内混合損失の実態を把握し、発生メカニズムを解明した。室内混合損失量の推定は、熱的に同一の特性を有する2つのゾーンにおいて、同一時刻に室内混合損失がある場合とない場合の空調機処理熱量を比較することで行った。また、既存の動的熱負荷計算プログラムを利用した、簡易な計算による混合損失量の推定方法についても検討した。以下に第2章で得られた知見を述べる。

- (1) 室内混合損失発生時には、まずペリメータ空調機の温風がインテリアの奥深くまで侵入してインテリア空気温度を上昇させる。それによりインテリアは冷風吹出しとなり、この冷風が床に沿ってペリメータ空調機の空気温度センサに到達する。この悪循環により室内混合損失が助長される。
- (2) 二つのゾーンの比較による推定で得られた混合損失量は、ペリメータとインテリアの設定温度が同じ場合、全空調機処理熱量の約28%となった。
- (3) 既往の研究で提案されているペリメータ設定温度をインテリアより低くすることが、実際のオフィスビルの室内混合損失防止に有効であることを確認した。また、ペリメータ設定温度をインテリアより低くすることによる室内熱環境の悪化は、本章の空調システムおよび秋季実測ではみられなかった。
- (4) 強制的に全空調機を送風運転にすることにより上下温度勾配を小さくし、冷暖房併存状態を少なくして室内混合損失を防止することも有効であろう。

(5) 室内混合損失発生時に上下温度勾配が大きくなることは、室内混合損失を助長するだけでなく、それ自身が空調エネルギーの過剰消費ならびに室内熱環境の悪化となる。

(6) 室側空調機は個別分散であっても熱源側の集中化により、室側で損失した熱量を回収できるシステムが室内混合損失対策として必要である。

第3章では、第2章と同一ビルにおいて実際に室を使用している状態の春季実測データから、ペリメータ方位、室使用状況、空調システムの違いが室内混合損失発生量に与える影響を比較し、実際の室使用時の室内混合損失発生状況を定量的に把握した。以下に第3章で得られた知見を述べる。

(1) ゾーン方位毎に室内混合損失発生状況を見ると、南ペリメータでは空調立ち上がり時以外は全日冷房となるので、室内混合損失はほとんど発生しない。

(2) 内部発熱状況にもよるが、北ペリメータはスキンロードにより常に暖房運転になりやすく、西ペリメータでは空調立ち上がり時から昼頃にかけて暖房となりやすく、室内混合損失の発生頻度も高い。

(3) 間仕切り、什器類の配置も室内混合損失に影響を与えるので配慮が必要である。

(4) ペリメータで内部発熱量が多い場合、ペリメータの暖房負荷が軽減され、室内混合損失も減少する。

(5) 本章の実測では、空調システムの違いよりもゾーンの内部発熱などの室使用状況の違いが室内混合損失に大きく影響した。

第4章では、1つの空間をペリメータとインテリアに分割し、両ゾーンの空気・熱移動を考慮できる2ブロックモデルと、2ブロックモデルを拡張し、上中下の温度分布を考慮できるようにした6ブロックモデルによる室内混合損失量計算方法を検討し、実測データに基づく室内混合損失量の推定方法を提案した。以下に第4章で得られた知見を述べる。

(1) 2ブロックモデルによる計算では、時刻毎の混合損失量が推定できる。したがって、システム運用時の混合損失発生状況の確認にも使用できるものと考えられる。

(2) 今回取り扱った空調システムの場合、2ブロックモデルの計算における入力空気温度に床上1.3m付近の実測値を用いれば、多くの実測測定点の空気温度を入力値とした場合と類似した結果が得られると考えられる。

(3) 6ブロックモデルにおける空調機供給熱量の配分方法については、空調機吹き出し口があるブロックだけでなく、吹き出し空気が通過するブロックにも配分することにより、実測時の室内空気温度分布を計算で再現しやすいことがわかった。

(4) 6ブロックモデルは上下温度分布を考慮できる室モデルである。したがって、混合損失量の推定だけでなく、空調設計時の混合損失予測シミュレーションにも適用可能な室モデルであると考えられる。

第5章では、実測では検討できなかった点、あるいは不十分な点について6ブロックモデルを用いたシミュレーションによりケーススタディを行い、室内混合損失防止策について検討した。検討項目は、外壁面方位、外壁壁体構成などの建物仕様が室内混合損失に与える影響と、空調機設定温度差、空調機制御用空気温度センサ位置などの空調機制御方法が室内混合損失に与える影響についてである。以下に第5章で得られた知見を述べる。

(1) 本章で想定した基準建物および空調システムでは、2月の1ヶ月間の混合損失率は平均で26~37%となった。外壁面方位別では、4方位の中で最も室内混合損失が多く発生するのは外壁面方位が北の場合であり、混合損失量、混合損失率共に他の方位より多い。

(2) 外壁面方位が東の場合は夕方頃、西の場合は午前中に室内混合損失が発生する。南の場合は、空調立ち上がり時と夕方頃に若干発生することがわかった。

(3) 外壁の断熱性能を高めると空調機処理熱量ならびに室内混合損失量が抑制されることから、建物仕様の改善によりペリメータレス化を図ることは暖房負荷の低減となり、室内混合損失を抑制するのに有効である。

(4) ペリメータ空調機設定温度をインテリアより低くすることが、最も室内混合損失防止効果がある。

(5) 本章で想定したペリメータ床置き、インテリア天井吹き出しの空調システムの場合、ペリメータ空調機の空気温度センサを中ブロック、インテリア空調機の空気温度セン

サを下ブロックに設置する組み合わせも室内混合損失防止策として有効であった。

- (6) 検討項目の中で空調機制御方法の改良がもっとも室内混合損失防止効果があったことから、空調機制御用空気温度センサ取り付け位置を含めた制御方法の改良は今後の室内混合損失防止策として重要な課題と考えられる。

本論文で行った室内混合損失に関する検討は、一般的な建物と空調システムを対象にしたものの、ある特定の建物と空調システムの実測データに基づくものである。したがって、この研究で得られた知見を他の建物仕様、空調システムに拡張することが今後必要である。以下に今後の課題を挙げる。

(1) 空調制御方法の改良による混合損失防止策の検討

本論文では、建築的要素と空調システムの2つの観点から、室内混合損失防止策を検討した。その結果、空調機制御用空気温度センサ位置、空調設定温度など、簡単ではあるが空調制御方法を改良することが最も防止効果があることがわかった。今後、本論文では検討できなかった制御方法を検討する予定である。

(2) 空調方式の改良による混合損失防止策の検討

制御方式の改良により、空調機同士の干渉は防げるが、空調機吹き出し空気の混合は依然として残る。したがって、空調機吹き出し空気の混合がない空調方式を制御方式と合わせて検討する必要がある。

(3) 6ブロックモデルにおける熱量配分係数の汎用化

本論文で用いた空調機熱量配分係数は、厳密には実測時の建物仕様および空調システムに限定される。したがって、その他様々な建物と空調システムに対応するためには、実験室内での配分係数の同定が必要である。

謝辞

本論文は、九州大学大学院修士課程2年間と博士後期課程3年間にわたって行ってきた研究をとりまとめたものであり、終始、ご鞭撻、ご協力戴いた方々に、心より感謝の意を表します。

本論文のとりまとめおよび研究の遂行にあたって終始多大のご指導、ご鞭撻を賜りました九州大学工学部建築学科・渡辺俊行教授に心からお礼を申し上げます。

九州大学工学部建築学科・中村洋教授、同大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻・片山忠久教授には本論文の調査をお願いし、内容に関する有益なご指摘を戴きました。ここに深謝の意を表します。

九州大学工学部建築学科・龍有二助教授には研究全般のことから詳細な部分にわたって、貴重なご助言ならびにご指導を戴きました。九州大学工学部建築学科・赤司泰義助手にはシミュレーション方法について貴重なご助言を戴きました。ここに記して感謝いたします。

久留米工業大学・西山紀光教授には、空調設備に関する知識、実測に関するご助言を多く戴きました。ここに深謝の意を表します。

大成建設株式会社・高橋淳一氏には、本論文の全ての実測の機会ならびに貴重なご意見を戴きました。心から感謝申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻・林 徹夫助教授、同・谷本 潤講師には、多方面にわたって数々のご協力を戴きました。ここに感謝申し上げます。

本論文の実測ならびにデータ解析に際しては、富原信之君（現在、株式会社大林組）、山本志保さん、吉田康一君をはじめとする渡辺研究室の大学院生、卒論生のご協力を戴きました。また、横溝美穂子事務補佐、赤司真弓（旧姓、井桁）前事務補佐、塩月純子前事務官には、終始暖かい励ましの言葉を戴きました。ここに記して、厚く感謝いたします。

渡辺研究室の先輩である崔 軍氏（現在、株式会社産研設計）には、計算プログラム作成時に多くのご助言を戴きました。また、陳 超さんは大学院博士後期課程の同級生であり、互いに励まし合いながら研究を行いました。ここに感謝申し上げます。

大学院修士課程の同級生であり、修了後も終始励ましの言葉をかけてくれた榊 弘之君、木場隆徳君、小串和紀君、湯浅 孝君らにも謝意を表します。

最後に、仕事を辞めて大学院に進学した筆者を、5年間暖かく見守ってくれた両親に心から感謝します。

付録-1 多数室室温変動逐次計算プログラム

PSSP(Passive System Simulation Program)の概略

1. 屋外部位表面の熱収支

$$\begin{aligned}
 & a_{os,j,n}(T_{oa,n} - T_{j,n}) && \text{[対流熱量]} \\
 & + \varepsilon_j \{ F_j \cdot AH_n + \varepsilon_g (1 - F_j) \sigma T_{oa,n}^4 - \sigma T_{j,n}^4 \} && \text{[長波長放射収支量]} \\
 & + \alpha_j \{ S_{j,n} \cdot DN_n \cdot \cos(\theta_{j,n}) + F_j \cdot DS_n + (1 - F_j) \rho_g \cdot GS_n \} && \text{[短波長収支量]} \\
 & + B_o \cdot T_{oa,n} - B_j \cdot T_{j,n} + D_{j,n-1} = 0 && \text{[伝導熱量]}
 \end{aligned}$$

記号

AH : 大気放射量	[kcal/($m^2 \cdot h$)]	S : 日照面積率	
a : 日射吸収率	[kcal/($m^2 \cdot h$)]	T : 温度	[K or $^{\circ}C$]
B : 逐次状態遷移式の係数	[kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]	α : 対流熱伝達率	[kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]
D : 逐次状態遷移式の状態量	[kcal/($m^2 \cdot h$)]	ε : 放射率	
DN : 法線面直達日射量	[kcal/($m^2 \cdot h$)]	θ : 当該方位への太陽入射角	[rad.]
DS : 水平面天空拡散日射量	[kcal/($m^2 \cdot h$)]	ρ : 地表面の Albedo(日射反射率)	
F : 天空率		σ : Stephan-Boltzmann 定数	[kcal/($m^2 \cdot h \cdot K^4$)]
GS : 全天日射量	[kcal/($m^2 \cdot h$)]		

サフィックス

g : 地表面、 j : 当該部位表面、 n : 時刻、 o : 反対側部位表面、
 oa : 外気、 os : 当該方位表面

第1項に含まれる屋外部位表面の対流熱伝達率は、方位ごとにその方向・傾斜および気象データの風向・風速から次式で決定する。

● 垂直面

$$\begin{aligned}
 \alpha_{os,j,n} &= 4.0 + 6.5v_n \\
 \text{風上側} & \quad V_n \geq 2.0, \quad v_n = 0.25V_n \\
 & \quad V_n \leq 2.0, \quad v_n = 0.5 \\
 \text{風下側} & \quad v_n = 0.3 + 0.05V_n
 \end{aligned}$$

● 水平面

$$\begin{aligned}
 \alpha_{oa,j,n} &= 7.5 + 2.0v_n \\
 v_n &= 0.3 + 0.05V_n
 \end{aligned}$$

記号

V : 風速[m/s]、 v : 壁面近傍風速[m/s]、 α : 対流熱伝達率[kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]

2. 壁体表面での伝導熱

伝導式の計算には、近似伝達関数を用いた逐次状態遷移式を用いる。近似伝達関数を用いれば、特性方程式の根と係数が有限個で求められ、さらに一定値以上の根と係数を瞬間熱流項として処理する近似単位応答を次式で定義する。

$$\Phi_m(t) = A_0 + \sum_{k=1}^K A_{m,k} \exp(-\alpha_k t) + Q_m \delta(t), \quad Q_m = \sum_{k=K+1}^K A_{m,k} / \alpha_k$$

記号

A_0 : 熱コンダクタンス	[kcal/(m ² · h · K)]	t : 時間	[h]
A_m : 特性方程式の係数	[kcal/(m ² · h · K)]	α : 特性方程式の根	
K : 特性方程式の根および係数の数		δ : Dirac のデルタ関数	[1/h]
Q_m : 瞬間吸熱項	[kcal/(m ² · K)]	Φ_m : 近似単位応答	[kcal/(m ² · h · K)]

サフィックス

- $m=j$: 当該表面励振に対する当該表面応答 (吸熱応答)
- $m=0$: 反対側表面励振に対する当該表面応答 (貫流応答)
- k : 特性方程式の項

この近似単位応答の梯形波励振から逐次状態遷移式が得られ、逐次型の畳み込み積分により表面温度励振に対する表面熱流応答を計算する。

$$y_{m,n} = A_0 \cdot T_{m,n} + \sum_{k=1}^K W_{m,k,n} + Q_m (T_{m,n} - T_{m,n-1}) / (\alpha_k \cdot \Delta)$$

ただし、 $\Phi_k = \exp(-\alpha_k \cdot \Delta)$ として

$$W_{m,k,n} = \Phi_k \cdot W_{m,k,n-1} + A_{m,k} (1 - \Phi_k) \cdot (T_{m,n} - T_{m,n-1}) / (\alpha_k \cdot \Delta)$$

記号

T : 温度	[K or °C]	y : 熱流	[kcal/(m ² · h)]
W : 逐次状態遷移量	[kcal/m ²]	Δ : サンプルング時間	[h]

ある表面での伝導熱流は、当該表面での温度励振による吸熱応答と反対側表面の温度励振による貫流応答の和となる。また、温度励振は梯形波であり、ある時刻の温度の突変を許すので、時刻の前後を±で区別すると伝導熱流 $CD_{j,n}$ は最終的に次式となる。

$$CD_{j,n} = B_0 \cdot T_{\alpha,n} - B_j \cdot T_{j,n} + D_{j,n-1}$$

$$B_0 = \{A_0 + \sum_{k=1}^K A_{\alpha,k} (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) + Q_\alpha / \Delta\}, \quad B_j = \{A_0 + \sum_{k=1}^K A_{j,k} (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) + Q_j / \Delta\}$$

$$D_{j,n-1} = [\sum_{k=1}^K A_{\alpha,k} \{ \Phi_k - (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) \} - Q_\alpha / \Delta] T_{\alpha,n-1}^+ - [\sum_{k=1}^K A_{j,k} \{ \Phi_k - (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) \} - Q_j / \Delta] T_{j,n-1}^+ + \sum_{k=1}^K X_{k,n-1}$$

$$X_{k,n-1} = \Phi_k \cdot X_{k,n-2} + A_{\alpha,k} \{ (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) - 1 \} T_{\alpha,n-1}^- - A_{j,k} \{ (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) - 1 \} T_{j,n-1}^- \\ + A_{\alpha,k} \{ \Phi_k - (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) - 1 \} T_{\alpha,n-2}^+ - A_{j,k} \{ \Phi_k - (1 - \Phi_k) / (\alpha_k \cdot \Delta) \} T_{j,n-2}^+$$

3. 室内表面の熱収支

室内表面の放射熱授受に短波および長波の吸収係数を用いれば、室内表面(j)における熱収支は次式で表せる。ただし、本論文では内部発熱の放射成分を、吸収係数を使わずに直接壁体表面に代入している。

$$\begin{aligned}
 & a_{is,M,n}(T_{i,n} - T_{j,n}) && \text{[対流熱流]} \\
 & + ADE_{j,n} + ARE_{j,n} + ASL_{j,n} && \text{[短波長放射収支]} \\
 & + AWE_{j,n} + ALL_{j,n} && \text{[長波長放射収支]} \\
 & + B_o T_{o,n} - B_j T_{j,n} + D_{j,n-1} = 0 && \text{[伝導熱流]}
 \end{aligned}$$

ここで、

$$\text{表面}j\text{で吸収される直達日射量} : ADE_{j,n} = \sum_{m=1}^M (\delta_{i,m} ADN_{m,n} + a_j TDN_{m,n} \sum_{l=1}^K (\delta_{jl} + \gamma_{jl,n} - \rho_l/a_l) \cos\theta_{l,n})$$

$$\text{表面}j\text{で吸収される拡散日射量} : ARE_{j,n} = \sum_{m=1}^M (\delta_{i,m} ARS_{m,n} + a_j \gamma_{j,m,n} TRS/a_m)$$

室内照明器具からの短波長放射成分 : $ASL_{j,n}$

$$\text{室内表面間相互放射による表面}j\text{の吸収熱流} : AWE_{j,n} = \sum_{k=1}^K \beta_{kj,n} \alpha_{r,jk,n} (T_{k,n} - T_{j,n})$$

表面jで吸収される室内発熱体からの長波長放射成分 : $ALL_{j,n}$

$$\text{長波吸収係数} : \beta_{Lj} = F_{Lj} \cdot \epsilon_j + \sum_{k=1}^K F_{Lk} (1 - \epsilon_k) \beta_{Lk}$$

$$\text{短波吸収係数} : \gamma_{Lj} = F_{Lj} \cdot a_j + \sum_{k=1}^K F_{Lk} \rho_k \cdot \gamma_{Lk}$$

記号

a : 日射吸収率	TDN : 窓を透過する直達日射量 [kcal/h]
B : 逐次状態遷移式の係数 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]	TRS : 窓を透過する拡散日射量 [kcal/h]
D : 逐次状態遷移式の状態量 [kcal/($m^2 \cdot h$)]	ADN : 窓面で直接吸収される直達日射量 [kcal/h]
S : 面積 [m^2]	ARS : 窓面で直接吸収される拡散日射量 [kcal/h]
α : 対流熱伝達率 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]	β : 長波吸収係数
γ : 短波吸収係数	ϵ : 放射率
T : 温度 [K or $^{\circ}C$]	ρ : 日射反射率
α_r : 放射熱伝達率 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot K$)]	$\delta_{i,m}$: $j=m$ の時 $\delta_{i,m} = 1$, それ以外は $\delta_{i,m} = 0$

サフィックス

i : 室内空気、 is : 室内表面、 o : 反対側部位表面温度、 m : 方位、 M : 窓の総数、
 K : 壁体内表面部位総数、 n : 時刻

4. 室内空気温度

室内空気温度に関する逐次状態遷移式は次式となる。ただし、ブロック間の空気移動と空調機供給熱量の配分を考慮するために、オリジナルの式に若干の修正を加えている。

$$T_{i,n}/q_n - \sum_k \alpha_{is,k,n} S_{k,n} T_{k,n} = TA_{n-1} + \Lambda_{oa,n} V_{oa,n} T_{oa,n} + \Lambda_{i',n} V_{i',n} T_{i',n} + CL_n + N_{i,n} H_n$$

ここで、

$$TA_{n-1} = \Phi_n T_{i,n-1}/q_n + (p_n/q_n) (\Lambda_{oa,n} V_{oa,n} T_{oa,n-1} + \Lambda_{i',n} V_{i',n} T_{i',n-1} + CL_{n-1} + N_{i,n-1} H_{n-1} + \sum_k \alpha_{is,k,n} S_{k,n} T_{k,n-1})$$

$$\Phi_n = \exp(-B_n \Delta/q_n)$$

$$B_n = \sum_k \alpha_{is,k,n} S_{k,n} + \Lambda_{i',n} V_{i',n}$$

$$p_n = -\{\Phi_n - Q_n(1 - \Phi_n)/(B_n \Delta)\}/B_n$$

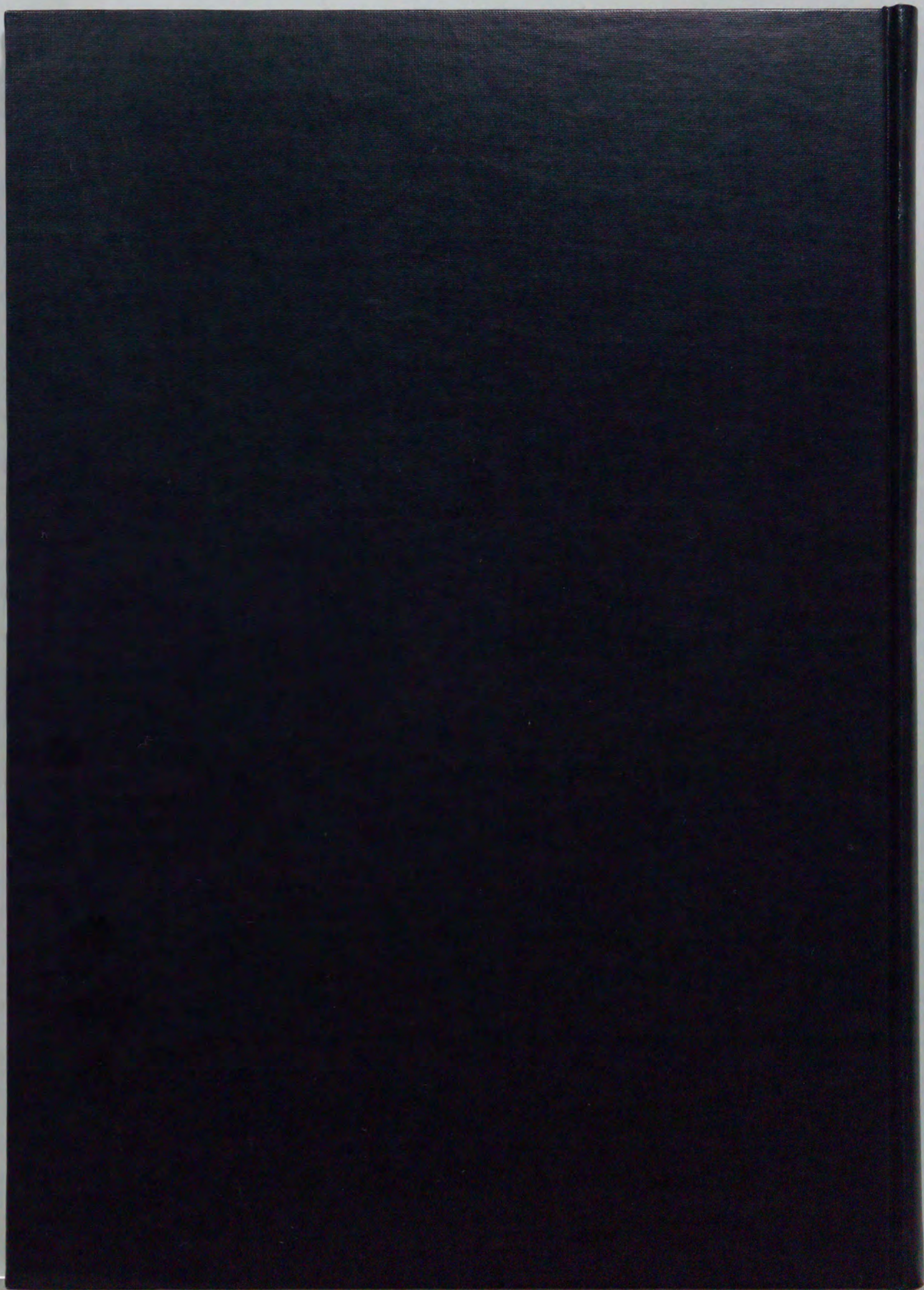
$$q_n = -p_n + (1 - \Phi_n)/B_n$$

記号

Λ : 空気の容積比熱	[kcal/(m ³ · K)]	V : 風量	[m ³ /h]
CL : 室内機器の発熱量	[kcal/h]	S : 面積	[m ²]
H : 室空気への供給熱量	[kcal/h]	T : 温度	[K or °C]
α : 対流熱伝達率	[kcal/(m ² · h · K)]	Δ : 計算時間間隔	[h]
Q : 室内熱容量	[kcal/m ³]	N : 熱量配分係数	

サフィックス

i : 当該ブロック内空気、 i' : 隣接ブロック空気、 is : 室内表面、 j : 部位表面、
 oa : 外気、 n : 時刻



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

