実運転における空調システムの室温設定値等の変更が その制御性、温熱環境及び熱的混合損失・利得量に及ぼす影響 事務所ビルのペリメータゾーンとインテリアゾーンの空調システムの熱特性 に関する実験的研究 その1

INFLUENCE OF ROOM TEMPERATURE SETTING VALUES ON THE CONTROL PERFORMANCE, THERMAL COMFORT AND THERMAL LOSS AND GAIN CAUSED BY AIR MIXTURE THROUGH TWO ZONES IN REAL OPERATION

Experimental study on thermal characteristics of HVAC system for perimeter zone
and interior zone in an office space Part 1

相楽典泰*, 前原勝樹**, 白石靖幸***

Noriyasu SAGARA, Katsuki MAEHARA and Yasuyuki SHIRAISHI

Thermal mixing loss increases energy consumption for HVAC systems caused by the air movement due to the simultaneous heating in the perimeter zones(PZ) and cooling in the interior zones(IZ) in an office space in winter. We conducted real scale experiments of a HVAC system composed of fan coil units for the PZ and an AHU system for the IZ, choosing some operating parameters to analyze the thermal characteristics of its losses. As a result, the following results were obtained:

1. When the control setting values of room temperature for each of the two zones were selected to be different, the control performance got worse due to the stronger air movement between the two zones.
2. The PMV (predicted mean vote) values for each zone were satisfactorily +0.5 to -0.5 under the conditions of the control setting values of room temperature; 24 °C for the IZ and 22 °C to 24 °C for the PZ. But the PMV values were below -0.5 under the conditions of those; 22 °C for the IZ and 24 °C for the PZ. The air temperature difference between ceiling and floor grew with the increase of mixing losses as the outdoor air temperature fell.
3. The PZ heating loads grew as the losses increased and the outdoor temperature decreased, while the IZ cooling loads grew only as the losses increased.
4. The losses were evaluated for energy saving using the newly defined “possible minimum loss” that shows the estimation of minimum loss if the most optimum operation could be achieved.

Keywords : Perimeter zone, Interior zone, Thermal loss and gain, Simultaneous heating and cooling, Air handling unit, Fan coil unit
ペリメータゾーン、インテリアゾーン、熱的混合損失・利得量、冷暖房同時運転、空調機、ファンコイルユニット

1. はじめに

大規模事務所ビルでは、主として熱負荷形態の違いにより窓側空間（ペリメータゾーン、以下PZ）と内部空間（インテリアゾーン、以下IZ）にはそれぞれ異なる空調方式を採用し、各ゾーンが所定の温度になるような制御方式を用いる場合が多い。冬季においては、一般にPZでは暖房、IZでは照明やOA機器の発熱のため冷房が必要となり、冷暖房の同時運転が行われている。通常、このような事務所ビルでは隣接するPZとIZは完全に隔てる間仕切壁などが存在せず同一空間となることが多く、冷房と暖房の混在に伴い、PZ、IZ間で熱的混合損失・利得現象が発生する。ここに熱的混合損失あるいはミキシングロス

現象は、PZからIZへ熱拡散や空気の移動に伴う熱流が生じる現象をいい、この熱流が増えるとPZ、IZそれぞれの空調機器の処理熱量が増える。熱的混合利得あるいはミキシングゲイン現象は、逆にIZからPZへ向かう熱流が生じる現象をいい、この熱流が増えるとPZ、IZそれぞれの空調機器の処理熱量が減る。熱的混合損失・利得量を総称してミキシング量と称する。ミキシングロスによる非省エネルギー運転は以前より指摘されており、近年同ロスを防止するために、PZに空調システムを設置しないペリメータレスシステムを導入する事例もある。PZとIZをゾーニングして冬季に冷房と暖房が併存する空調システムは広く普及しているシステムであるために、ミキシ

本論文は、日本建築学会九州支部研究報告会、日本建築学会大会学術講演会に発表した論文^{(1)~(9)}を見直し、まとめたものである。

* 北九州市立大学国際環境工学部 特任教授・博士(工学)

** 米子工業高等専門学校 准教授・博士(工学)

*** 北九州市立大学国際環境工学部 教授・博士(工学)

Prof., Faculty of Eng., The University of Kitakyushu, Dr. Eng.

Assoc. Prof., Yonago National College of Technology, Dr. Eng.

Prof., Faculty of Eng., The University of Kitakyushu, Dr. Eng.

図1 対象システムの概念図

図2 試験室平面図および各種計測点位置

ングロスの防止策を講じることが重要である。

ミキシングロスの抑制対策として、居住者の熱的快適性を損わない範囲でPZとIZの室温設定値を選択する方法がある。また熱供給能力に余裕がある時に、必要負荷以上の熱供給がなされることがミキシングロス量を増大させる原因でもあるために、熱媒体の供給流量（風量、水量）の上限値や空調機の供給冷風温度に下限値を設けて運転するなどの方法もある。この他に建築的な手法による防止策として、ローパーティションや垂れ壁のようなパーティション類の導入がある。

このように空調制御設定値の変更やパーティションなどの導入は、ミキシングロス量の削減に影響するだけではなく、室温制御性能や空気温度分布などの室内温熱環境にも少なからず影響することとなる。従って、ミキシングロス量の削減と室内温熱環境の改善の両方から各種方法を評価することが重要である。

中原・伊藤ら^{1)~3)}は、実大実験およびシミュレーションによる室内混合損失量の推定に関する一連の研究により、PZ、IZ間の設定室温差がミキシング量に卓越した影響を与えることを明らかにすると共に、ミキシングロスを防止する設計仕様について数多くの提言を行っている。小島ら^{4)~5)}は、実測とシミュレーションにより、建築仕様と空調設定条件、室温制御用センサーの取り付け位置等のミキシング量に及ぼす影響を明らかにしている。しかしながら、ミキシング量と室内温熱環境に及ぼす影響の相互関係やパーティション形状によるミキシングロス量の削減効果については不明な点が多く残されている。

そこで筆者らはPZとIZの同時冷暖房システムの省エネルギー設計・運転方法を提案することを目的として、本論文ではその第1報として以下の項目を明らかにする。実験は実大実験装置を用いて、できる限り実運転に近い状態を再現した。ここに実運転とは、冬季間欠運転の起動直後の過渡的な室温形成状態を経て定常状態が達成される中で、室温設定値などの諸条件の選択次第では十分な室温制御性能が確保できず、VAVダンパーやバルブ開度が最大あるいは最小開度状態に固定し制御不能な状態が発生するが、そのような状況も含めた運転状態をいう。

①空調運転条件（PZ、IZの室温設定値、空調機からのIZへの冷風量上下限値、冷風温度下限値、ファンコイルユニット（以下FCU）の二方弁開度上限値）の変更が、どのような冷暖房状態（温度、風量、水量、ダンパ開度、バルブ開度など）の不具合を発生させるのかを

表1 建築および設備仕様

項目	仕様
試験室上下階スラブ	普通コンクリート厚150mmフラットスラブ下地
試験室南面	引き違い窓、透明ガラス厚5mm
試験室内壁	プラスターボード厚12mm二重
試験室天井	640×640ロックウール化粧吸音板厚15mm
試験室天井裏壁	周囲プラスターボード厚12mm二重、内側50mmグラスウール
試験室天井裏構造	柱：200×200mmボックス柱、梁：大梁250×250×厚10mmI型、小梁200×200×10mmI型
試験室二重床	フリーアクセスフロア600×600、珪酸カルシウム板29mm+タイルカーベット6.5mm貼り
南面ガードルーム	はめ殺し窓、透明ガラス6mm+空気層5mm+透明ガラス5mm
氷蓄熱槽	開放型、3m ³ 、外融式直膨蛇管式、1台
温水槽	縦型密閉式、1.5m ³ 、1台
空調機・冷却コイル	プレートフィン式、フィンピッチ3.2mm、6列14段、シングルフロー、前面積0.37m ² 冷却能力28kW(24,100kcal/h)、入口空気温度27.9℃、出口空気温度13.2℃、入口冷水温度5℃、出口冷水温度10℃、81L/min、1台
空調機・ファン	総風量3,240、2,000m ³ /h切り替え、1台
VAVダンパ	丸型小風量VAVダンパ、250mmφ、対向翼型、2台
冷水二方弁	電動ボール二方弁、継手径1-1/2(40Aと接続)
ファンコイルユニット	床置型4管式、冷却能力1.7kW(1,450kcal/h)、冷水量5L/min、暖房能力0.9kW(800kcal/h)、温水量3L/min、2台
試験室天井吹出し口	角型アネモスタット吹出し口#20、9個（実験ではIZの6個開、PZの3個閉）
試験室二重床吹出し口	丸型旋回流吹出し口、直径200mm、12個（実験では全閉）
二重床空間吹出し口、吸い込み口	吹出し口直径200mm×3か所、吸込み口直径200mm(2個)×3か所
照明器具	128W(蛍光灯32W×4本)/ユニット、15ユニット、計1920W

時系列的に明らかにする。

②PZ、IZそれぞれの室温設定値の変更が室温制御性能及び室内温熱環境（PMV値、上下温度差）に及ぼす影響を定量的に明らかにする。

③ ミキシング量とFCU加熱量及び空気冷却熱量（IZの冷風吹出し口から天井板還気口に至る空気の冷却熱量）がどのような関係を有するのかを定量的に明らかにする。

2. 試験室概要とシステム概要

対象システムの実験装置の概念図を図1に示す^{6), 10)}。また建築および設備仕様を表1に示す。試験室（6m×10m×2.7m[H]、60m²）は、周囲6面をガードルームと称する5〜35℃程度の任意の空気温度条件を具現できる空間によって囲まれている。南面のガードルーム（GR1）は全面ガラ

表2 実験条件と実測結果一覧表

実験条件							実測結果												
ケース No.	IZ 室温 設定値	PZ 室温 設定値	外気 温度 設定値	AHU 吹出し 温度設定 値	AHU 吹出し 風量 上限値	FCU温 水流量 上限値	外気 温度	IZ 室温	IZ室温 -同設定 値	ダンパ 開度	供給 風量	試験室 吹出し 温度	AHU 冷却 熱量	PZ 室温	PZ室 温-同 設定値	バルブ 開度	温水流量 (FCU)	FCU 加熱量	ミキシン グ量 (+:ゲイ ン -:ロス)
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[m³/h]	[L/min]	[°C]	[°C]	[K]	[%]	[m³/h]	[°C]	[W]	[°C]	[K]	[%]	[L/min]	[W]	[W]
1-1	24	24	12	16	1,100	30	12.0	24.0	0.0	81	1,000	16.7	2,056	23.8	-0.2	17	0.5	350	-419
1-2	24	24	12	20	1,100	30	12.0	25.6	1.6	94	1,041	20.1	1,541	24.7	0.7	3	0.1	64	87
1-3	24	24	12	16	1,100	10	12.0	24.0	0.0	85	1,016	16.7	2,082	23.8	-0.2	17	0.5	460	-488
1-4	24	24	12	20	1,100	10	12.0	25.7	1.7	94	1,042	20.2	1,559	24.7	0.7	3	0.0	56	87
2-1	24	24	7	16	1,600	30	7.3	23.7	-0.3	72	1,207	16.7	2,495	23.7	-0.3	23	3.0	1,656	-1,160
2-2	24	24	7	20	1,600	30	7.3	24.5	0.5	94	1,460	19.9	1,740	23.7	-0.3	19	1.1	864	-236
2-3	24	24	7	16	1,600	10	7.3	23.7	-0.3	70	1,197	16.5	2,540	23.7	-0.3	22	3.3	1,814	-1,239
2-4	24	24	7	20	1,600	10	7.3	24.7	0.7	94	1,461	19.9	1,736	23.7	-0.3	17	0.5	463	55
3-1	24	22	7	16	1,600	30	7.1	23.1	-0.9	6	465	16.8	965	22.5	0.5	4	0.1	101	487
3-2	24	22	7	20	1,600	30	7.1	23.6	-0.4	59	1,076	19.6	1,154	22.7	0.7	2	0.0	52	314
3-3	22	24	7	16	1,600	30	7.1	22.7	0.7	97	1,518	16.0	3,108	23.3	-0.7	99	30.6	1,883	-1,742
3-4	22	24	7	20	1,600	30	7.1	24.0	2.0	97	1,441	19.5	1,888	23.7	-0.3	19	1.8	999	-230
4-a	24	22	12	16	1,600	20	12.0	23.8	-0.2	42	1,041	16.9	1,541	23.2	1.2	1	0.0	0	-60
4-b	22	22	12	16	1,600	20	12.1	22.1	0.1	92	1,432	16.1	2,221	21.9	-0.1	14	0.2	130	-559
4-c	22	24	12	16	1,600	20	12.0	23.3	1.3	98	1,531	16.2	3,232	23.8	-0.2	26	4.5	1,770	-1,853
4-d	24	24	12	16	1,600	20	12.0	23.9	-0.1	72	1,204	16.3	2,598	23.8	-0.2	18	1.5	1,051	-1,118
5-a	24	22	5	20	1,600	20	6.3	23.7	-0.3	76	1,095	19.9	1,203	22.8	0.8	14	2.2	450	422
5-b	22	22	5	16	1,600	20	5.2	22.0	0.0	86	1,305	15.2	2,538	21.8	-0.2	50	12.2	2,129	-1,354
5-c	22	24	5	16	1,600	20	5.2	22.3	0.3	88	1,336	15.4	2,759	22.2	-1.8	100	20.1	2,163	-1,367
5-d	24	24	5	16	1,600	20	5.1	23.6	-0.4	66	1,035	15.7	2,424	23.2	-0.8	100	19.8	2,008	-1,182

スで構成され直接日射を試験室内へ導入することが可能であり、また疑似外気を想定した室温設定も可能である。本実験では自然の日射は、日周期定常状態^{注1)}を実現するために数日繰り返し行う運転に際し外乱となるためにGR1の内部に設けた遮光カーテンを引き、直接試験室へ侵入するのを防いだ。内壁の貫流熱量を極力抑えるために、ガードルーム (GR2～GR4)の室温は、試験室内に設置されたIZ室温センサー (北壁中央、高さ1.2m、図2参照)の指示値をその設定値として当該室に設置された冷暖房装置にて制御する。試験室には天井裏空間(高さ約900mm)が存在しその上部にはコンクリートスラブ (150mm厚)を介してガードルーム (GR5)が存在する。また試験室は、高さが300mmの二重床空間があり、その下部にはコンクリートスラブ (150mm厚)を介してガードルーム (GR6)が存在する。現実の事務所建築の中間階のオフィス空間を模擬する。

当該空調システムでは、空調時間帯 (8～18時)には、空調機からダクトで供給される冷風が天井板に設けた6つの角型アネモスタット型吹出し口 (ネック直径200mm)から試験室IZへ供給される。冷房した空気は天井板に設けられた天井還気口 (650mm×650mm, 2個, 有効開口率:60%)から天井裏へ流れ、天井裏還気口から空調機へもどる。IZ室温はVAV方式にて制御される。即ちVAVダンパの開閉により給気量を操作することにより室温を制御する。また空調機内冷水コイル通過流量を二方弁にて操作し空調機出口空気温度を一定に制御する。南窓下部に2台設置した床置き型FCUは、暖房運転によりVWV方式にて室内に温風を供給し、PZ室温を制御する。PZ室温センサーは東壁の南窓面から2mの位置、高さ1.2mに設置した。FCUの吹き出し温風は直接窓面に当たらないように垂直方向から室内側へ35℃の角度で斜め上に吹き出す。図2にFCU、天井還気口、室内吹出口、室温センサー、垂直温度分布測定、PMV測定の配置を示す。2か所の天井還気口のうち、還気口Aは固定とし、還気口B1、還気口B2はいずれか一方を選択し、他方は閉鎖する (図2)。還気口位置は2台あるFCUに対して偏った位置に配置されているが、吹き出し口ではないために、室内温度分布やミキシングへの

影響は限定的と判断する。運転はすべて自動発停によって行う。空調開始とともに照明器具 (32W×4台/ユニット、合計15ユニット)と内部発熱を想定した白熱電球 (100W×20台)が点灯する。室内の発熱はなく外気の導入もない。

3. 実験概要

表2に実験条件と実測結果 (空調時間帯の平均値)を示す。実験条件として、ミキシング量 (推定方法は7.に示す)に影響を及ぼすと予想される変数を選択した。具体的には外乱として外気温度 (GR1設定室温)、制御変数としてPZ室温設定値 (以下、PZ設定値)、IZ室温設定値 (以下、IZ設定値)、空調機吹出し空気温度設定値、空調機最大風量、FCU最大温水流量の5要因を抽出した。これらの制御変数は、竣工後空調システムを運転する際に、運転管理者あるいは使用者の裁量に任されているものであり、ミキシング量に影響を与える可能性のあるものである。室温設定値の組み合わせについては、(IZ設定値、PZ設定値)として、(24℃, 24℃)、(24℃, 22℃)、(22℃, 24℃)、(22℃, 22℃)の4水準を選定した。設定温度の絶対値もさることながら、その温度差に着目した。また通常、FCUなど冷暖房を兼用する空調機器に関しては、主に管理の煩雑さのために、風量、水量の最大値は夏季冷房時を対象に設定した値をそのまま冬季にも採用する傾向があり、また空調機など年間冷房運転する機器に関しても同様な傾向がある。空調機吹出し空気温度設定値については、(16℃, 20℃)の2水準を選定した。一般に16℃は夏季冷房時に多く採用される値であるが、冬季冷房時にその値を採用すると不必要な過剰冷却が生じる懸念から、やや温度を上げた20℃も水準として選択した。空調機の最大風量については、同様な観点から夏季の冷房時を想定した値 (1600m³/h)と減少した値 (1100m³/h)の2水準とした。FCU最大温水量についても、夏季冷房時に採用した値 (30L/min)と減少した値 (20, 10L/min)とした。また当該空調システムの制御については、空調機、FCUそれぞれ別々に実施した最大

図3 ペリメータゾーン室温とインテリアゾーン室温の変動 (ケースNo. 3-1)

図4 ペリメータゾーン室温とインテリアゾーン室温の変動 (ケースNo. 1-1)

図5 ペリメータゾーン室温とインテリアゾーン室温の変動 (ケースNo. 4-c)

図6 FCU加熱量と空気冷却熱量の変動 (ケースNo. 3-1)

図7 FCU加熱量と空気冷却熱量の変動 (ケースNo. 1-1)

図8 FCU加熱量と空気冷却熱量の変動 (ケースNo. 4-c)

図9 FCU関連物理量とGR1室温の変動 (ケースNo. 3-1)

図10 FCU関連物理量とGR1室温の変動 (ケースNo. 1-1)

図11 FCU関連物理量とGR1室温の変動 (ケースNo. 4-c)

図12 空調機空気関連物理量の変動 (ケースNo. 3-1)

図13 空調機空気関連物理量の変動 (ケースNo. 1-1)

図14 空調機空気関連物理量の変動 (ケースNo. 4-c)

図15 空調機水関連物理量の変動 (ケースNo. 3-1)

図16 空調機水関連物理量の変動 (ケースNo. 1-1)

図17 空調機水関連物理量の変動 (ケースNo. 4-c)

冷房負荷の発生する実験時にそのチューニングを行った^{注2)}。また、外気温度 (GR1温度) は人為的に設定できない外乱要因であるが、7℃と12℃の2水準に一部5℃を加えた。以上ミキシング量への影響を把握するために計6要因に関する実験を行った。いずれのケースも天井還気口位置は、還気口Aと還気口B1の2か所とし、室内には

模擬内部発熱用の笠付き電球を天井より吊り下げたほか、パーティション、家具などの気流の障害物は設置しない。各ケースとも数日間連続して間欠運転実験を行い、0時と翌日の0時の室温がほぼ一致するとき日周期定常状態に達したと判断してその日を解析対象とした。

図18 室内各点の空調時間帯の平均垂直温度分布 (ケースNo. 3-1), CX: 窓からXmの点 (図2参照)

図19 室内各点の空調時間帯の平均垂直温度分布 (ケースNo. 1-1), CX: 窓からXmの点 (図2参照)

図20 室内各点の空調時間帯の平均垂直温度分布 (ケースNo. 4-c), CX: 窓からXmの点 (図2参照)

図21 空調時のIZ室温平均値とPZ室温平均値の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図22 空調時のIZのPMV平均値とPZのPMV平均値の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図23 ミキシング量と上下温度差の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

4. 室温等の時系列変動

図3から図17に、後に示すミキシング量が少ない実験から多い実験に向けて代表例を3ケース (ケースNo. 3-1, 1-1, 4-c) を選び、各種物理量の時系列変化を示す。

最もミキシングロス量が少ないケースNo. 3-1 (IZ設定値: 24°C, PZ設定値: 22°C) の室温変動を図3に示す。空調開始後、照明等の内部発熱のためにIZ室温は上昇したが、設定室温に達しなかったためにVAVダンパーは最小風量の状態を維持した (図12)。そのため不必要な冷却熱量が生じ (図6)、室温が設定温度へ近づくのが遅くなった。一方、PZ室温は空調開始後1時間程度は設定温度に達しなかったために、FCU加熱量が生じた (図6)。PZ室温は設定値が低いために間もなく設定値に達し、その後は設定値を越えたために温水供給はなくなった (図6)。午後には空調機による冷却だけが生じたために、多量のミキシングロス量は生じず、むしろIZの暖気がPZに移流しミキシングゲインが生じた (表2)。空調機の出口空気温度の制御は供給冷風量が少ないために、冷水コイル二方弁は開閉を断続的に繰り返す不安定な制御となった (図15)。

本実験シリーズの中でミキシング量が中程度の実験ケースであるケースNo. 1-1の室温変動を図4に示す。PZ, IZの室温とも設定値が24°Cと同一であることで比較的良好な結果が得られた。しかし午後になるとIZ室温は設定値をやや上回った。それはVAVダンパが全開状態が続き、空調機ファンの回転数の増段が働いても、最大風量である1100m³/hを越えることができず、冷却熱量不足となっていたためである (図13)。逆に、IZの冷却不足が幸いしてFCU加熱量が抑えられたともいえる。FCUの温水流量もその上限値 (30L/min) を下

回る運転をした (図10)。空調機出口空気温度は、冷却コイルへの冷水温度が6~7°Cに維持されたこともあり (図16)、16°C程度に維持された (図13)。

図5にミキシング量が多い実験ケースであるケースNo. 4-cの室温変動を示す。PZ室温は設定値 (24°C) にほぼ維持されたが、IZ室温は設定値 (22°C) まで下がらなかった。これはIZ設定値が低いためにIZ室温がPZ室温の影響を受けIZ設定値を越えて上昇するためにVAVダンパーは全開となり、更に空調機ファンスピードが上昇しても、風量はその最大値である1600m³/hを越えることができず、冷却不足が生じたものである (図14)。PZ設定値は、ケースNo. 1-1と同じ設定温度 (24°C) でありながら、FCU加熱量は大幅に増加している (図8)。これは、IZの冷却能力が増加したことがPZの加熱負荷を増加させることになり、つまりミキシングロス量が増加したことの結果である。冬季の暖房運転時にPZ設定値を下げることは省エネルギーに貢献するが、同様な考えでIZ設定値を下げ過ぎることは、避けなければならない。

5. 垂直温度分布

図18, 図19, 図20にPZ設定値とIZ設定値の組み合わせとして代表的な実験ケースの垂直温度分布 (空調時間帯平均値) を示す。ケースNo. 4-cはPZ設定値がIZのそれよりも高いために、図20に示すようにPZ室温 (C1, C2, C3: 図2参照) は暖房の影響を強く受け、天井面近傍が高く床面近傍が低い暖房時の典型的な分布を示した。IZ室温 (C4, C6, C8: 図2参照) は冷房の影響を強く受け、天井面の吹出し口近傍では吹出し温度の影響で低いものの上下温度差が小さい冷房時の典型的な分布を示した。ケースNo. 1-1はPZ, IZ共、同じ設

表3 ミキシング量の推定式

IZの熱平衡式は、

$$C_A \cdot \gamma_A \cdot V_I \frac{\theta_I^{n+1} - \theta_I^n}{\Delta t} + C_{IS} \cdot \gamma_{IS} \cdot V_{IS} \frac{\theta_{IS}^{n+1} - \theta_{IS}^n}{\Delta t} = Q_{CB,I}^n + Q_{IW,I}^n + Q_{G1,I}^n + \alpha^n \cdot Q_{L,I}^n + Q_{H,I}^n - Q_M^n - H_C^n \quad (1)$$

PZ熱平衡式は、

$$C_A \cdot \gamma_A \cdot V_P \frac{\theta_P^{n+1} - \theta_P^n}{\Delta t} + C_{PS} \cdot \gamma_{PS} \cdot V_{PS} \frac{\theta_{PS}^{n+1} - \theta_{PS}^n}{\Delta t} = Q_{CB,P}^n + Q_{IW,P}^n + Q_{G1,P}^n - Q_{WR}^n + \alpha^n \cdot Q_{L,P}^n + Q_{H,P}^n + Q_M^n + H_H^n \quad (2)$$

IZの二重床の熱平衡式は、

$$C_G \cdot \gamma_G \cdot V_{G,I} \frac{\theta_{G,I}^{n+1} - \theta_{G,I}^n}{\Delta t} = -Q_{G2,I}^n - Q_{G1,I}^n \quad (3)$$

PZの二重床の熱平衡式は、

$$C_G \cdot \gamma_G \cdot V_{G,P} \frac{\theta_{G,P}^{n+1} - \theta_{G,P}^n}{\Delta t} = -Q_{G2,P}^n - Q_{G1,P}^n \quad (4)$$

IZ, PZの天井板の貫流熱量は、

$$Q_{CB,I}^n = K_{CB} (\theta_{CA,I}^n - \theta_I^n) A_{CB,I} \quad (5) \quad Q_{CB,P}^n = K_{CB} (\theta_{CA,P}^n - \theta_P^n) A_{CB,P} \quad (6)$$

IZ, PZの内壁の貫流熱量は、

$$Q_{IW,I}^n = \sum_j K_{IW} (\theta_{IW,I}^n - \theta_I^n) A_{IW,I} \quad (7) \quad Q_{IW,P}^n = \sum_j K_{IW} (\theta_{IW,P}^n - \theta_P^n) A_{IW,P} \quad (8)$$

窓の貫流熱量は、

$$Q_{WR}^n = K_{WR} (\theta_O^n - \theta_P^n) A_{WR} \quad (9)$$

記号と添え字

記号：A：部位面積[m²]，C：比熱[kJ/kgK]，H：加熱量(FCU)または冷却熱量(AHU)[kJ/h]，K：熱貫流率[kJ/m²hK]，Q：熱流または熱量[kJ/h]，V：体積[m³]，α：照明発熱量の試験室内空気へ直接放出される割合(α≤1) [-]，γ：比重[kg/m³]，Δt：微小時間間隔[h]，θ：温度[°C]

添え字（上付き）：n：時刻，

添え字（下付き）：A：空気，C：冷却，CA,I：IZの天井裏空間空気，CA,P：PZの天井裏空間空気，CB：天井板，CB,I：IZの天井板，CB,P：PZの天井板，G：二重床，G,I：IZの二重床，G,P：PZの二重床，G1,I：IZの二重床上表面，G1,P：PZの二重床上表面，G2,I：IZの二重床下表面，G2,P：PZの二重床下表面，H：加熱，I：IZの空気，IS：IZの蓄熱体，IW：内壁，IW,I：IZの内壁または同内壁に対応するガードルーム空気，IW,P：PZの内壁または同内壁に対応するガードルームの空気，j：内壁の番号，M：ミキシング，O：外気，P：PZの空気，PS：PZの蓄熱体，WR：窓

図24 モデル化のための主要熱流及び温度説明図

定値のためにケースNo. 4-cと比較してFCU加熱量，空気冷却熱量とも減少し，特に同加熱量の減少割合が大きい（図7，図8）。その結果図20と比較してIZの上下温度差は小さい状態のままほぼ変化なく，PZの上下温度差が小さくなった（図19）。ケースNo. 3-1はPZ設定値がIZのそれよりも低いために，FCU加熱量，空気冷却熱量ともケースNo. 1-1と比較して更に減少した（図6，図7）。その結果PZとIZの垂直温度分布のパターンに大きな差はなく，窓に近づく

【非空調時の窓の貫流熱量 Q_{WR}^n の推定】

Δtを30分として，式(1)，(2)の両辺を加えた式から，以下の値と方法にて窓の時刻別貫流熱量 Q_{WR}^n を算出する。

$\theta_I^n, \theta_{IS}^n, \theta_P^n, \theta_{PS}^n, \theta_{G,P}^n, \theta_{G,I}^n, \theta_{O,j}^n, \theta_{IW,I}^n, \theta_{IW,P}^n$ ：各種温度の測定値(図注1)，

$Q_{G2,I}^n, Q_{G2,P}^n$ ：IZ, PZの二重床下表面の熱流の測定値(図注2)，

$Q_{CB,I}^n, Q_{CB,P}^n$ ：IZ, PZの天井板の貫流熱量，式(5)，(6)から算出，

K_{CB}, K_{IW} ：天井板と内壁の熱貫流率，既存の熱定数から算出，

$Q_{IW,I}^n, Q_{IW,P}^n$ ：IZ, PZの内壁の貫流熱量，式(7)，(8)から算出，

$Q_{G1,P}^n, Q_{G1,I}^n$ ：IZ, PZの二重床上表面の熱流，式(3)，(4)から算出。

【非空調時の窓面の熱貫流率平均値 K_{WR}^n の推定】

式(9)より，窓面の時刻別熱貫流率 K_{WR}^n を推定する。更に非空調時の時系列平均値 K_{WR} を求める。

【空調時の放熱パラメータ α^n の推定】

空調時の式(1)，(2)の両辺を加えた式から， α^n を算出する。

Q_{WR}^n ：空調時の窓面の貫流熱量，式(9)から算出，熱貫流率として非空調時の窓面の熱貫流率平均値 K_{WR} の値を採用，

H_H^n, H_C^n ：ファンコイルユニット加熱量の測定値，空気冷却熱量（空調機から室内への供給冷風の冷却熱量（顕熱）），測定値から算出(図注3)，

$Q_{L,I}^n, Q_{H,I}^n, Q_{L,P}^n, Q_{H,P}^n$ ：IZ, PZの照明発熱量，内部発熱量(模擬)の測定値，

その他の変数の算出は，非空調時の方法による。

【空調時のミキシング量 Q_M^n の推定】

式(1)あるいは式(2)からミキシング量 Q_M^n を算出する。

図25 ミキシング量の推定アルゴリズム

図注1) θ_I^n ：窓から6m，8mの位置(図2参照)のそれぞれ床上3点(0.6m，1.2m，1.8m)の室温測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。 θ_P^n ：窓から1m，2m，3m，4mの位置(図2参照)のそれぞれ床上3点(0.6m，1.2m，1.8m)の室温測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。 $\theta_{G,I}^n, \theta_{G,P}^n$ ：IZ, PZのそれぞれのゾーンの3点の二重床上下表面温度測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。 $\theta_{O,j}^n, \theta_{IW,I}^n, \theta_{IW,P}^n$ ：ガードルーム1～4の室温制御用センサー測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。 $\theta_{CA,I}^n, \theta_{CA,P}^n$ ：IZ, PZの直上の天井裏空間(IZ：8点，PZ：7点)の温度測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。

図注2) $Q_{G2,I}^n, Q_{G2,P}^n$ ：IZ, PZのそれぞれのゾーンの二重床下1点(中央位置)の表面熱流センサー測定値(5分間隔計測)の30分間の平均値。図注3) 吹き出し口空気温度(中央位置1点)(5分間隔計測)とC6とC8の室温垂直温度分布(各6点計12点)(5分間隔計測)の平均値の差温と風量(5分間隔計測)から求めた空気冷却熱量の30分間の平均値。

につれ温度は低下した(図18)。

6. 室温の制御性能と熱環境

図21にPZとIZの室温(制御用室温センサー：図2参照，空調時間帯の平均値)の関係を示す。PZとIZの室温設定値が同じケースでは，比較的制御性能は良好である(図中，◆，▲で表示)。しかし設定値が異なるケース(図中○(IZ：24℃，PZ：22℃)で表示，図中□(IZ：22℃，PZ：24℃)で表示)では，十分な制御性能を確保することができない。両ゾーンの設定値の差が±2Kに対して同指示値はおおよそ±1K以内となった。

図22にIZとPZのPMV値を示す。IZ設定値が24℃の場合は，PZ設定値に関わらずPMV値は±0.5以内に留まった。しかしIZ設定値が22℃の場合は，PZ設定値が22℃では-0.5以下となるケース(ケースNo. 4-b, 5-b)が発生した。PZの設定値を24℃にしても外気温度

図26 ケース別IZの部位別熱量

が低いケース（ケースNo. 5-c）ではPMV値は改善しなかった。IZ設定値を24℃程度を維持し22℃程度に下げないことが温熱環境上必要である。

図23に後に示すミキシング量と上下温度差(W2, W4, C1, C2, C3点：図2参照)の床上0.1mと1.8mの温度差の空間及び時間平均値)を示す。ミキシングロス量が増加すると上下温度差も大きくなった。更に外気温度が低下すると同温度差は大きくなる傾向が見られた。またPZ設定値がIZ設定値を上回る条件は、他の条件と比較してミキシングロス量が増加し、上下温度差も大きくなった。

7. ミキシング量

7.1 ミキシング量の推定方法

冬季のPZの暖房、IZの冷房により発生するPZ、IZ間のミキシング量をPZ、IZの熱収支（表3、式(1)～(9)、差分式は陽的表現）から推定した。モデルの構築に際し、主たる熱流、温度等の概念を図24に示す。推定のアルゴリズムを図25に示す。また、推定に際し以下の仮定を設けた。

- 1) 図18、図19、図20の垂直温度分布より、窓から4mの位置(C4)を境にして垂直温度分布は、天井面近傍温度が床面近傍温度よりも高い暖房時特有の温度分布(C1, C2, C3)と上下温度差が小さいあるいは吹出し冷風の影響で天井面近傍温度が低温になる冷房時特有の温度分布(C6, C8)とに別れる。そのため窓から4mまでをPZ、その奥をIZとする。PZ、IZの室温は各ゾーン内で異なる垂直温度分布を示すが、それぞれ代表温度1点(図25図注1参照)で表現する。
- 2) 照明電力量はPZ、IZの床面積の割合に従い、各ゾーンに放出される。
- 3) 各ゾーンに放出された照明電力量は、対流現象により直接室内空気に伝達されるもの(対流成分)と放射現象により室内各部位に放出するもの(放射成分)、更に天井板を通り天井裏へ移動するものとに分かれる。対流成分の照明電力量に対する割合を α (≤ 1) [-]とする。 α は各時刻毎に推定する。
- 4) 天井板を通しての天井裏と室内間の貫流熱量は、定常伝熱により発生する(推定式は表3に示す)。
- 5) 各ゾーンの内壁貫流熱量は、定常伝熱により発生する(推定式は表3に示す)。
- 6) 二重床(珪酸カルシウム板)と室内間の伝熱量は、非定常伝熱に

図27 ケース別PZの部位別熱量

より発生する(推定法は表3、図25に示す)。

7) PZ、IZの周壁(両面プラスターボード+内部軽量鉄骨)の蓄熱に関与する現象を、その1/2の熱容量に当る部分がPZ、IZの室温と同じ変動をすると仮定し、室内物体の蓄熱量((式(1)、式(2)の左辺第2項)として表現する。

8) PZ、IZ間のミキシング量は、熱拡散と共に空気移動による熱移動量を含めた熱流とする。

本モデルの構築に際して、ミキシング量を実験データから直接推定する方法を試みた。文献1)では、実験に際してPZ、IZ間にシートを設置して、物理的に両ゾーン間の気流の移動を無くしミキシング量をゼロとする実験を基準に、設置しない実験のミキシング量を算出している。しかし著者は一日毎に間欠運転を繰り返す実際の運転状態の中で、空調時のミキシング量を推定することが重要と考えた。つまり夜間の空調停止時にIZからPZへ熱移動(ミキシングゲイン)が起これ更に窓を通して屋外へ放出される熱移動現象が、翌日の空調時の熱負荷とそれに関連するミキシング量に影響することを考えると、昼夜間を問わずPZ、IZ間にシートを設置する実験を基準としてミキシング量を推定する方法は適切ではないと判断した。

7.2 各種パラメータの推定と部位別熱量

図28に各ケース毎の照明の放熱パラメータの空調時平均値 α と非空調時の窓面の熱貫流率の平均値 K_{WR} を示す。20ケースの α の平均値は0.882、同熱貫流率の平均値は6.47W/m²Kになった。

図26に推定したケース別IZの部位別熱量(空調時平均値)を示す。正数はIZに発生するあるいは同空間内へ進入する熱量を示し、負数は冷却熱量あるいは同空間外へ放出される熱量である。実験条件によりやや性状は異なるものの、巨視的にみるとIZの照明発熱量、擬似発熱量とPZからIZへ進入する熱量(ミキシングロス量)の合計を冷却熱量で処理するかたちになっている。また図27にケース別PZの部位別熱量(空調時平均値)を示す。PZから窓を通して外部へ放出される熱量とIZへミキシングロスとして逃げる熱量の合計に対してFCU加熱量とPZの照明発熱量、模擬発熱量の合計がバランスしていることが分かる。

7.3 ミキシング量と空気冷却熱量

図30にケース別の空気冷却熱量に対するミキシング量(空調時平均値)の関係を示す。両者は強い相関を生じた。PZ設定値がIZ設定値よりも高いケース(ケースNo. 3-3, 4-c, 5-c: □印)では、PZ

図28 ケース別 α と熱貫流率 (非空調時平均値)

図29 FCU加熱量とミキシング量の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図30 空気冷却量とミキシング量の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図31 空気冷却量とミキシング量/IZの内部発熱量の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図32 最適ミキシング量とミキシング量の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

図33 必要最小冷却量と空気冷却量の関係 (図中の記号は実験ケースNo.)

の加熱量及びIZの空気冷却熱量が増大し、それがPZからIZへ向かうミキシングロス量を増大させる結果となった。一方PZ設定値がIZ設定値よりも低いケース (ケースNo. 3-1, 3-2, 5-a: ○印) では、PZの加熱量及びIZの空気冷却熱量が増大せず、それがIZからPZへ向かうミキシングゲイン量を増大させる結果となった。ミキシング量がゼロとなる時の空気冷却熱量は、約1700W程度となった。この時の空気冷却熱量はIZの照明を含めた内部発熱量から室内空気から床等へ放出される熱量を差し引いた値にほぼ等しくなった。

図31に空気冷却量に対するミキシング量/IZの内部発熱量の関係を示す。PZ設定値がIZ設定値よりも高いケース (ケースNo. 3-3, 4-c, 5-c: □印) では、ミキシングロス量はIZの内部発熱量 (照明 + 擬似発熱量) の最大8割程度を占めた。またPZ設定値がIZ設定値よりも低いケース (ケースNo. 3-1, 3-2, 5-a: ○印) では、ミキシングゲイン量はIZの内部発熱量の最大2割程度を占めた。

7.4 ミキシング量とFCU加熱量

図29にFCU加熱量に対するミキシング量の関係を示す。FCU加熱量が増加するとミキシングロス量も増加することが分かる。IZと異なりPZにおいてはミキシング量は外気温5°C, 7°C, 12°Cの水準別のFCU加熱量と強い相関を生じた。空気冷却量の傾向と同様に、PZ設定値がIZ設定値よりも高いケース (ケースNo. 3-3, 4-c, 5-c: □印) では、ミキシングロス量およびFCU加熱量の増大を来す結果となった。またPZ設定値がIZ設定値と同一か低くなるケースではミキシ

ングロス量は減少し、ケースNo. 3-1, 3-2, 5-a (○印) ではミキシングゲインが生じた。仮にFCU加熱量を固定してみると、外気温が低温になる場合にはFCU加熱量の多くは貫流熱量として失われ、その分PZからIZへ向かう熱量であるミキシングロス量が少なくなっていることが分かる。FCU加熱量に対するミキシング量の割合 (全ケースの平均) は64%と空気冷却量に対するミキシング量の割合よりも大きかった。

7.5 FCU加熱量と空気冷却量の最小化の可能性

PZの窓の貫流熱量を含め外部へ逃げる熱量を処理する際に、PZの内部発熱量に加えて、FCU加熱量ではなくIZからのミキシングゲイン量で処理する可能性を考える。今回の実験では外部へ逃げる熱量を窓の貫流熱量で代表する。窓の貫流熱量 < PZとIZの内部発熱量 (照明発熱量を含む) の合計の関係を有するため、熱収支としてPZの窓の貫流熱量に相当する熱量をPZの内部発熱量とIZからのミキシング量で処理することが潜在的に可能である。この際FCU加熱量はゼロとなるためこの時のミキシング量を最適ミキシング量と定義する。それにより現実のミキシング量が理想とするミキシング量に対してどの程度の値かを示すことにより、ミキシングの観点から省エネルギー運転性能を定量的に評価し今後の改善の程度を示すことが可能である。

図32に最適ミキシング量とミキシング量の関係を示す。20ケースの実験の内多くのケースは、最適ミキシング量は利得量 (IZからPZ

に向かう熱量)になる。しかし実際のみキシング量は(ケースNo. 3-1, 3-2, 5-a:○印)を除いて損失量(PZからIZに向かう熱量)となっている。つまり潜在的にはIZからPZへ移動する内部発熱量の全部あるいは一部が利得量として窓の貫流熱量を処理できるにも拘わらず使われていないことを示している。その損失量の絶対値が最適みキシング量の絶対値の4倍を超えるケース(ケースNo. 4-c, 4-d)も発生した。

図33にIZの必要最小冷却熱量と空気冷却熱量の関係を示す。ここに必要最小冷却熱量とは、上記最適みキシング量が発生する時のIZの空気冷却熱量を意味する。この時の空気冷却熱量は、必要最小値となる。現実の空気冷却熱量を必要最小冷却熱量と比較することにより、空気冷却熱量をどの程度削減することが可能かを定量的に示すことができる。PZ設定値がIZ設定値よりも低いケース(ケースNo. 3-1, 3-2, 5-a:○印)では、空気冷却熱量は必要最小冷却熱量とほぼ等しく、省エネルギー性能上良好な運転をしていることが分かる。しかし、PZ設定値がIZ設定値よりも高いケース(ケースNo. 3-3, 4-c, 5-c:□印)では、空気冷却熱量は必要最小冷却熱量の2～5倍程度になり、非効率な運転をしていることが分かる。

8. まとめ

冬季の冷暖房エネルギー消費の増大を引き起こすみキシングロス発生の抑制策を提案するために、実大実験装置を用いて実運転に近い運転を行い、制御設定値の選択やその他の条件と室内温熱環境および冷暖房熱量の関係を定量的に評価した。今回の実験から得られた知見を以下に示す。

- 1) IZ, PZの室温設定値として互いに異なる値を選定しても、両ゾーン間の空気の流動等と設備システムの制御能力の限界から十分な制御性能を確保することができなかった。IZ, PZの室温設定値の差が $\pm 2\text{K}$ に対して指示値の差は $\pm 1\text{K}$ 以内に留まった。
- 2) IZ設定値が 24°C でPZ設定値が 22°C から 24°C の状態では、両ゾーンのPMV値はおおよそ ± 0.5 以内に入り、温熱環境は概ね良好な結果となった。しかしIZ設定値を 22°C にすると、PZ設定値が 22°C の時は勿論、 24°C でも条件によっては、両ゾーンのPMV値はおおよそ -0.5 以下となり、冬季にIZ設定値を下げると温熱環境が劣化する。
- 3) 上下温度差は、外気温度が低くなると拡大する。同一外気温度では、同温度差はみキシングロス量が増えると拡大する。以下の5)に示す結果を併せると空気冷却熱量およびFCU加熱量を増やしても上下温度差は改善できず、むしろ拡大する。
- 4) 各種運転条件を変更した実運転の測定値を用いてみキシング量を推定するモデルを示し、必要な各種パラメータ及びみキシング量を推定した。
- 5) IZの空気冷却熱量はみキシング量と直線的な関係を有した。IZよりPZの室温設定値が高いケースでは、空気冷却熱量は全実験ケース中最大となり、みキシング量はすべて損失量となった。IZとPZの室温設定値が同一のケースでは、みキシング量は損失量であるものの、IZよりPZの室温設定値が高いケースよりも空気冷却熱量と共に少なくなった。IZよりPZの室温設定値が低いケースでは空気冷却熱量は最小となり、みキシング量は利得量となった。

- 6) PZの加熱量は外気温度毎にみキシング量と直線的な関係を有した。同一加熱量の基では外気温度が上がると、みキシングロス量が増える。
- 7) 最適みキシング量と最小空気冷却熱量という概念を導入し省エネルギーの潜在的可能性を示した。

謝辞

本実験に際し、多大な協力を得た北九州市立大学修論生(当時)の蘇ヤン、金田信二、卒論生(当時)の角田裕美の諸氏に感謝の意を表す。

注

- 注1) 日周期定常状態とは、一日の中で時系列に変動する物理現象が連続する日毎に同一の状態を繰り返すことをいう。
- 注2) VAVダンパによる室温制御系については、PIDの値は、(2% (1.6K), 2000s, 0s)とした。ただしケース5-a～5-dについては、(2% (1.6K), 1000s, 0s)とした。VAVダンパは、新鮮外気を確保することを考慮して最小開度(20%)を設けた。冷水コイルの二方弁による空調機出口空気温度の制御系についても、同様な方法にてチューニングを行い、PIDの値は(25%(20K), 100s, 25s)とした。FCUの温水二方弁によるPZ室温の制御系については、PIDの値は(4%(3.2K), 2000s, 0s)とした。ただしケース5-a～5-dについては、(100% (80K), 100s, 0s)とした。

参考文献

- 1) 中原信生, 梶原豊久, 伊藤尚寛: 空気調和における室内混合損失の防止に関する研究, 第1報-実大実験による要因分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 33, pp. 1-12, 1987. 2.
- 2) 伊藤尚寛, 中原信生: 空気調和における室内混合損失の防止に関する研究, 第2報-期間損失発生量のケーススタディ, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 33, pp. 13-22, 1987. 2.
- 3) 伊藤尚寛, 中原信生: 空気調和における室内混合損失の防止に関する研究, 第3報-インテリア部吹き出し方式, 蓄熱負荷の効果分析と室内温度分布特性に関する解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 41, pp. 51-60, 1989. 10.
- 4) 小島昌一, 渡邊俊行, 龍有, 赤司泰義, 西山紀光: オフィスビル空調における室内混合損失の影響, 日本建築学会計画系論文集, 第473号, pp. 25-34, 1995. 7.
- 5) 小島昌一, 渡邊俊行, 龍有, 赤司泰義, 西山紀光, 高橋淳一: 室内空気温度分布を考慮した室モデルによる室内混合損失シミュレーション, 日本建築学会計画系論文集, 第509号, pp. 33-39, 1998. 7.
- 6) 金田信二, 相楽典泰, 白石靖幸, 前原勝樹, 角田裕美, 王准: 事務所ビルのペリメータとインテリアゾーンの空調システムの制御と診断に関する研究, (その2) 実験による熱的混合損失・利得量の推定と評価, 日本建築学会九州支部研究報告第47号2, pp. 381-384, 2008. 3.
- 7) 金田信二, 相楽典泰, 白石靖幸, 前原勝樹, 王准: 事務所ビルの空調システムの制御と診断に関する研究, (その1) 実験による熱的混合損失・利得量の推定と評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集D-2, pp. 1375-1376, 2008. 9.
- 8) 前原勝樹, 相楽典泰, 白石靖幸, 平川聡, 篠原尚生, 伊東由衣: 事務所ビルのペリメータとインテリアゾーンの空調システムの制御と診断に関する研究, (その14) パーティション導入が熱的混合損失・利得量に及ぼす影響の実験解析, 日本建築学会九州支部研究報告第49号2, pp. 349-352, 2010. 3.
- 9) 前原勝樹, 相楽典泰, 白石靖幸, 平川聡, 篠原尚生: 事務所ビルの空調システムの制御と診断に関する研究, (その7) 各種要因が熱的混合損失・利得量に及ぼす影響の実験解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集D-2, pp. 1241-1242, 2010. 9.
- 10) 相楽典泰, 龍有, 尾崎明仁, 高偉俊, 白石靖幸: 北九州市立大学の空調性能試験装置の概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp. 1209-1210, 2002. 8.

(2012年9月10日原稿受理, 2013年3月4日採用決定)