混合ダンパを用いた外気導入空調システム

Air Conditioning Systems Using Outside Air Mixing Dampers

工場やデパートなど室内での発熱量の多い建物では、冷凍機運転費の低減策として、冷たい外気を冷熱源に利用する外気導入空調システムが採用され始めている。また、事務所ビルでは春、秋の中間季に、上記と同じように外気を冷熱源に利用する省エネルギー形空調システムが採用されるようになってきた。しかし、外気を空気調和機に導入する場合には、導入する外気量を適切にしかも正確に制御しないと、冷え過ぎを生じたり、外気冷房の効果が不足したりすることがある。これを防ぐためには、取り入れる外気と排気及び給気に対して複雑な風量制御を施すことが必要であった。本稿では日立プラント建設株式会社で開発した混合ダンパを用いることにより、風量制御法を簡略化した外気導入省エネルギー形空調システムについて述べる。

桑田政信* Masanobu Kuwata 松田弘一* Hiroichi Matsuda 井上和成* Kazushige Inoue

1 緒言

従来の外気導入空調システムでは、外気取入れダクト・排気ダクト・還気ダクトに各々ダンパを取り付け、外気の温度 状況により各々のダンパ開度を個々に調整していた。この結果、調整に多くの時間を要し、しかも正確な制御が困難であった。今回日立プラント建設株式会社で開発した混合ダンパを同システムに採用することにより、給気量が乱れることなく、外気量、還気量の混合比を自動的にかつ正確に制御することができるようになった。

また、マイクロコンピュータを利用することにより、外気量の制御と同時に温湿度も制御できる方式を確立した。

2 混合ダンパの特長

混合ダンパは図1に示す形式のものであり、外気量・還気量・排気量を調節する3個のダンパを一体化したものである。 本ダンパは、1軸駆動により各ダンパの調節が可能で、表1

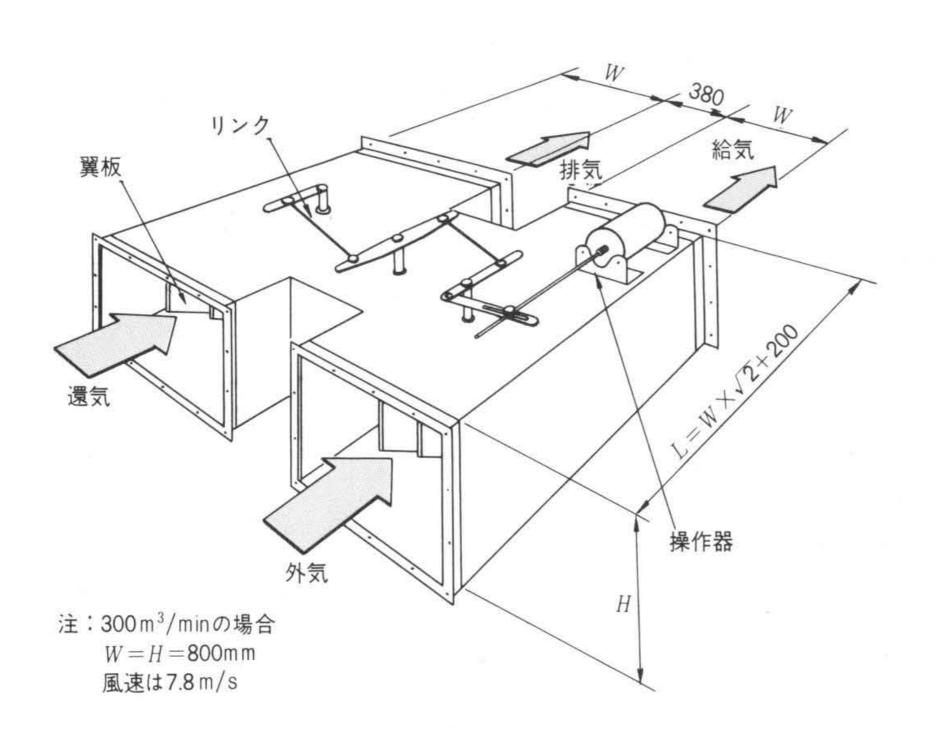


図 I 混合ダンパの構造 このダンパは駆動軸が一つで、還気、外気、 給気の三つのダンパを同時に制御可能である。また、 $50\sim450 \text{m}^3/\text{min}$ 用のダンパ が製作可能である。

表 | 混合ダンパの仕様 このダンパの特長は、給気風量の変動幅が小さいことと、駆動軸が | 個であることである。

項	目		仕	様	
給気風量	の変動	协幅	± 3 %以内		
ダンパの圧力損失			送風系全装置の圧力損失に対する混合ダンパの圧力損失 の比率は、5%以内である。		
外 萋	Tro-	板	外形寸法:(300m³/minとする 幅1,980×長さ1,350×高さ 板 厚:1.2mm 板 材料:SS41 (亜鉛めっき鉄板)	800(mm)	
重		量	300m²/min処理用でI70kg		
操作卜	ル	ク	約52kg·cm		

に示すとおり給気量の変動幅が±3%以内,圧力損失は送風 系全装置の圧力損失の5%以内である特長をもっている。

图 外気導入空調システム

3.1 システムの概要

従来は先に述べたように、3個のダンパで風量制御を行なっていた。しかし、今回開発した混合ダンパは単一のユニットで制御するため、制御システムが従来の方法に比べて非常に簡略化することができた。混合ダンパ方式と従来方式の系統図を図2に示す。

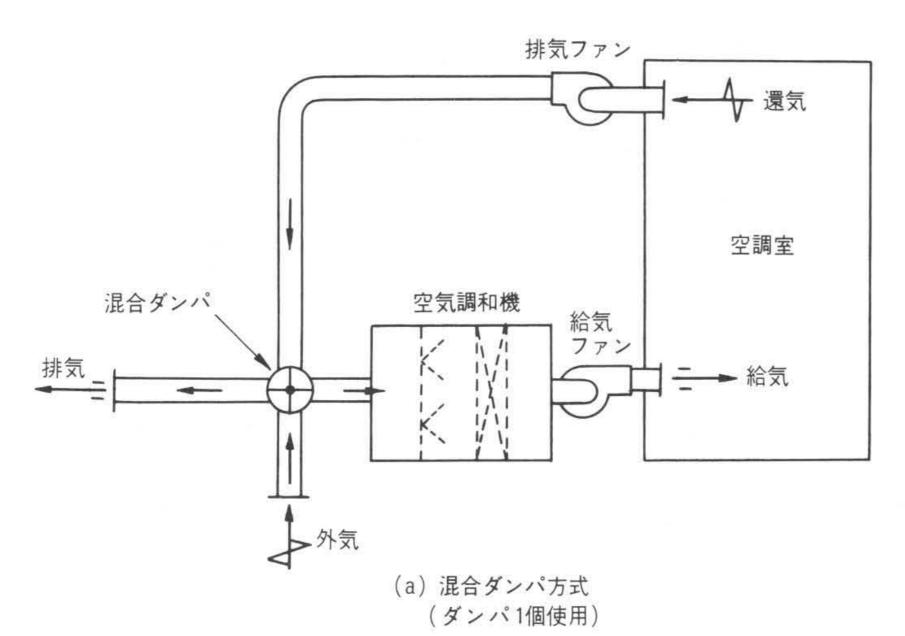
3.2 外気冷房の利用範囲と制御フロー

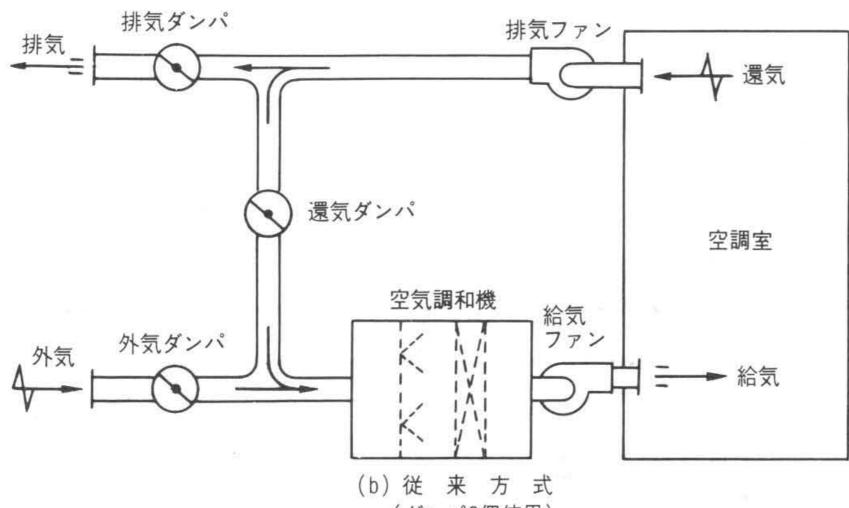
東京地区を例にとり、室内温湿度条件を26℃、55%とした場合を考える。このとき、外気エンタルピが室内エンタルピよりも低い期間、すなわち20 20 20 20 21 21 の期間は、24時間稼動の場合年間20 21 の時間のうち約21 22 23 の場合にとが分かる。

デパートやスーパマーケットで冬季冷房を必要とする場合は,外気を冷熱源として積極的に利用することにより,冷凍機は補助的に運転するだけで済ませることができる。

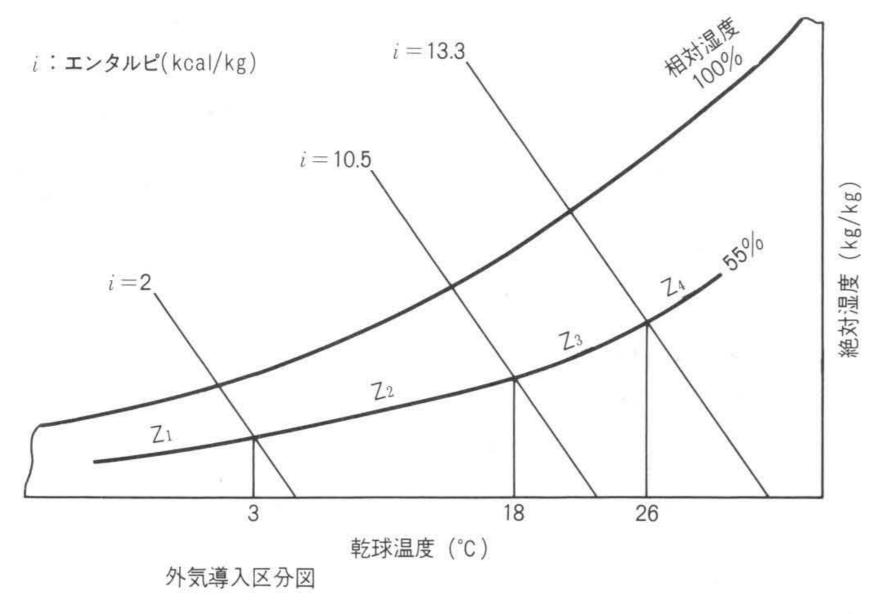
また,春・秋の中間季には、朝,夕の外気温度が比較的低

^{*} 日立プラント建設株式会社





(ダンパ3個使用) 図 2 外気取入れ方式の比較 ダクト系統図の比較を示す。従来方式は、 ダンパが 3 個付いている。



注:Z1(最小外気取入れ範囲) Z2(適正外気取入れ範囲)

Z₃(全外気取入れ範囲) Z₄(最小外気取入れ範囲)

各地域での区分ごとの時間数の割合(年間8,760h,0~24時)

区分地域	東京	鹿児島	札幌
Z_1	7%(2%)	3%	31%
Z_2	52%(49%)	46%	48%
Z ₃	17%(16%)	16%	14%
計(外気導入範囲)	76%(67%)	65%	93%

注:1.1960~1969年の気象データを基に、室内条件=26℃,55%として算出した。 2.小括弧内数字は、3,120h(8時~18時)空調の場合

図3 外気を有効に利用できる範囲 本図表は、省エネルギー効果を試算する場合に用いるもので、各ゾーンに実際の外気が存在する時間の割合を示している。

い時間は外気を主に利用し、気温が上昇する日中は冷凍機を 運転するという方法により、冷凍機運転時間を大幅に短縮す ることができ、運転費の低減が図れることになる。

ここに各地域での外気冷房の利用範囲と制御フローを示すと,前記の図3及び図4に示すとおりである。

4 マイクロコンピュータを利用した外気冷房空調システム

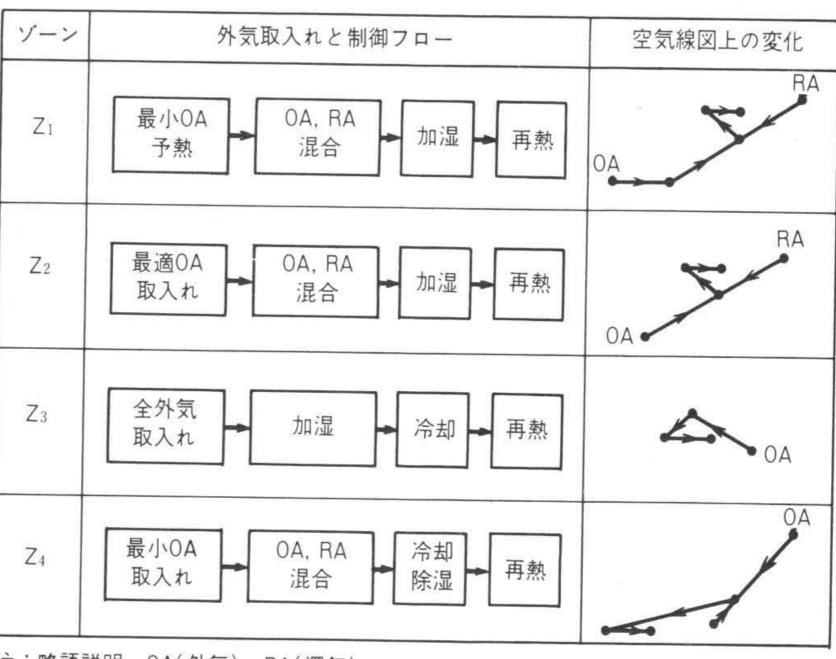
本システムは混合ダンパと水スプレー加湿装置を組み合わせた装置である。室内を一定温湿度に維持するには、風量を変化する外気条件に追従して制御することが課題である。上記を解決するために実験を行なった。この結果、マイクロコンピュータを利用し、温湿度センサからの信号でエンタルピ演算及VPID(比例・積分・微分)制御演算を行なうことにより、給気の風量変動を $\pm 3\%$ 、室内相対湿度を $\pm 4\%$ の範囲内に10分以内に制御できることが分かった。また、本システムは運転開始後20分で安定状態となることも確かめられた。

外気利用省エネルギー空調システムの基本的な考え方は, 室内よりエンタルピレベルの低い外気と室内からの還気とを 混合し,空気調和器を通して室内に吹き出すことにある。こ のような操作を行なうことにより,冷凍機の運転負荷が軽減 できることになり,省エネルギーを達成することができる。

このシステムの主な構成機器を図5の記号で示すと次のとおりである。

- (1) ①混合ダンパ:外気と環気を混合するダンパ
- (2) ②空気調和器:混合ダンパで混合された空気を温湿度調整する装置
- (3) ③温湿度センサ:乾球温度と相対湿度の検出器
- (4) ④マイクロコンピュータ:温湿度センサからの信号でエンタルピ演算及びPID制御演算を行なう。

本システムでは、室内湿度によって冷却除湿を行なう場合と室内温度により冷却だけを行なう場合とがある。ただし、冷水コイルが稼動するのは、外気のエンタルピが送風空気のエンタルピよりも高い場合だけである。この範囲で温湿度を制御するには、室内の温度又は湿度の設定値に対する偏差量の大きいほうを選択して、その偏差量に応じて冷水制御弁を操作すればよい。具体的には、下記の温度制御タスク・湿度制御タスクを切り換えて制御することになる。



注:略語説明 OA(外気), RA(還気)

図 4 外気冷房の制御パターン 図 3 で区分した外気のゾーン別に、空調するときの空気の状態変化を、空気線図上に表わした。

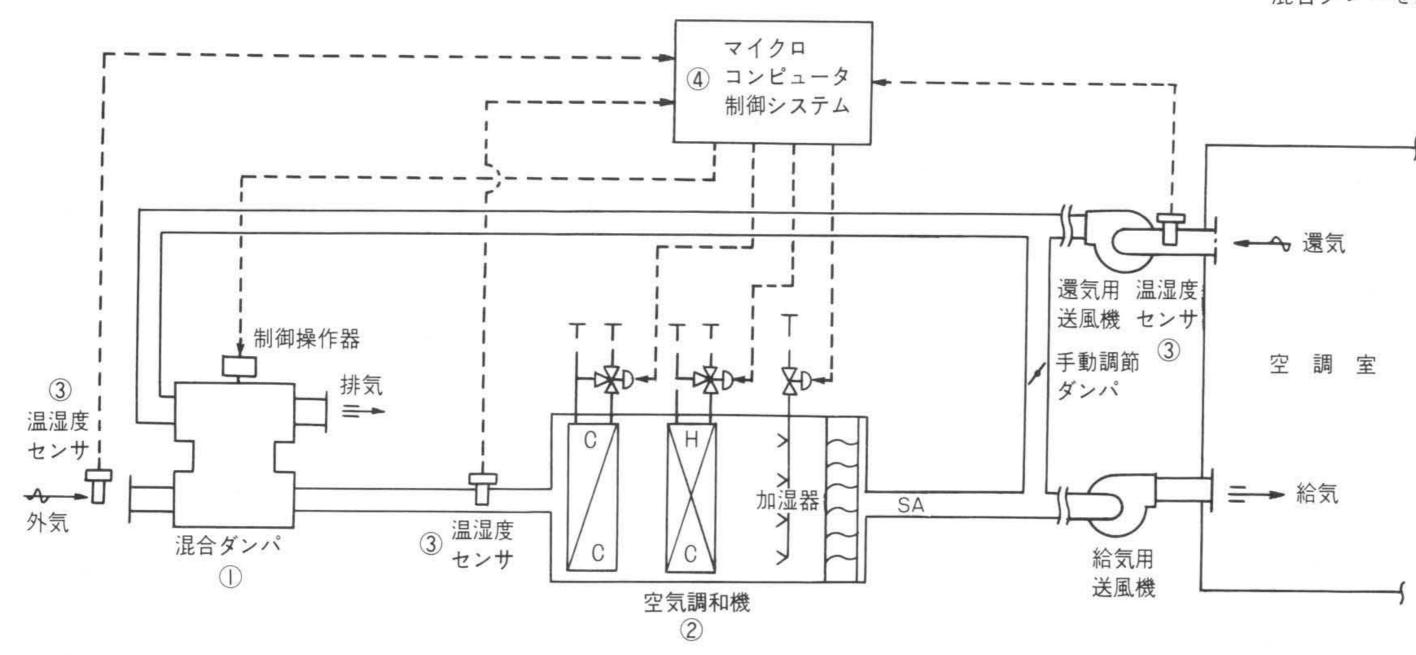


図 5 外気冷房空調システムのフローシート 混合 ダンパを用いた外気冷房空調の 概略フローシートを示す。本システムは、エンタルピコントロールにより外気取入れを行なう。

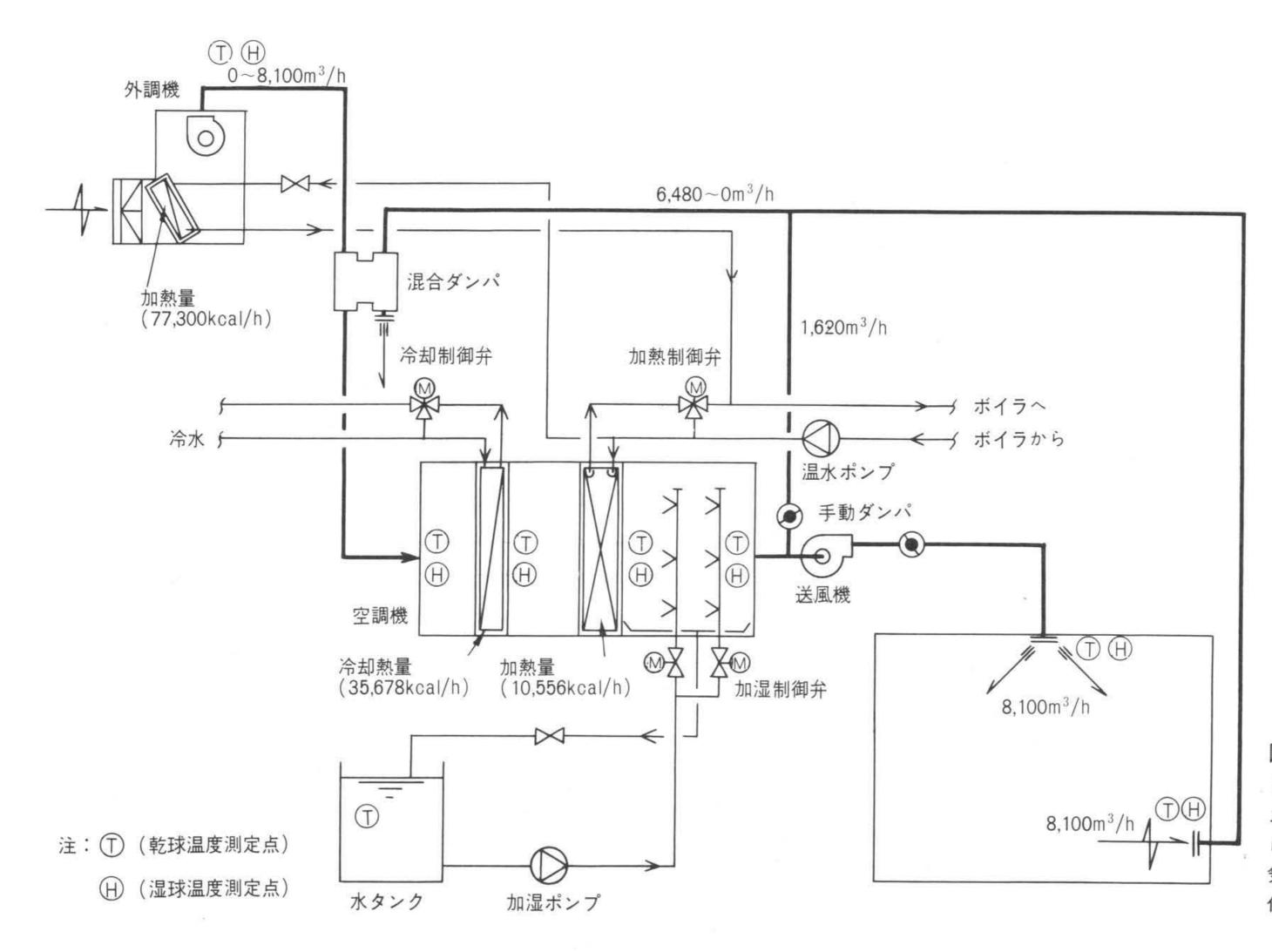


図 6 実験装置の系統図 と測定点 図5で示したシ ステムの実証試験を行なったフ ローシートであり、外調機は外 気の状態変化を作る装置として 使っている。

- (1) 温度制御タスク:室内の温度が一定となるように、混合ダンパ・温水弁及び冷水弁を制御する。
- (2) 湿度制御タスク:室内の湿度が一定となるように、加湿 弁・冷水弁をPID制御する。

図6に実験装置の系統を、図7に外気冷房時の室内温湿度、 混合点エンタルピ変化とダンパ開度を示す。

り 外気導入空調システムの省エネルギー効果

5.1 A工場の実例

床面積600m², 送風量1,200m³/min, 室内温湿度条件26℃・50%であるA工場の場合について, 従来方式と外気導入空調システムとの省エネルギー消費を比較すると, 中間季, 冬季での冷却量が表2に示すとおり従来方式の45%, また湿度調整のための再熱に必要な加熱量は, わずか25%に低減されている。上記のうち冬季での従来方式と新方式の空気線図上の運転状態の変化を図8,9に示す。

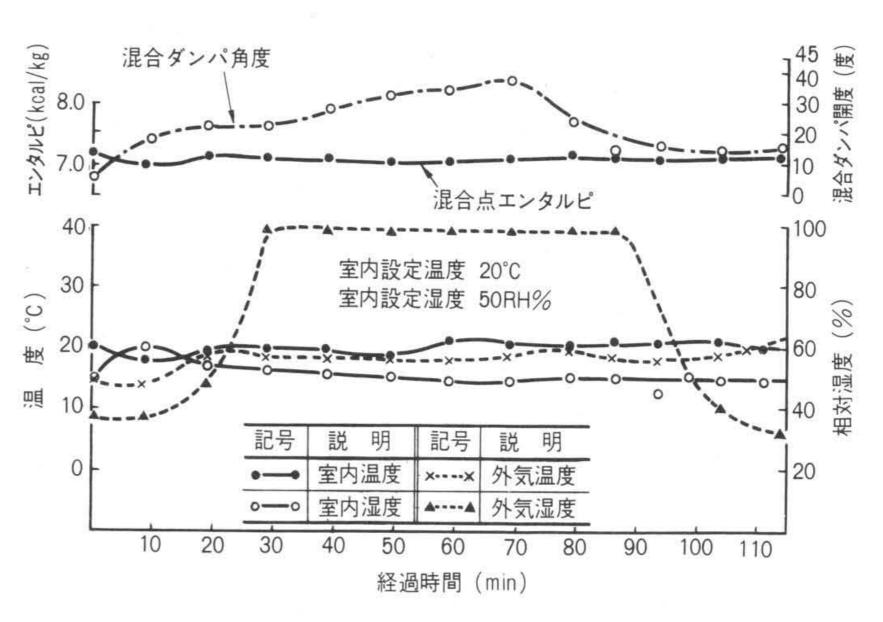


図7 外気冷房時の室内温湿度,混合点エンタルピ変化とダンパ 開度 図6の実験装置を用いて,実験し実測した結果を表わしたものである。

5.2 大形店舗の場合

Bデパートは延面積 8 万4,927m², 空調面積 5 万9,428m²の規模であり,使用冷凍機は1,200RT×4台である。大形店舗の特長は冷房負荷が大きく,中間季及び冬季にも冷房が必要である。実際の運転実績をみると4 月は20日間,5 月~11月は全期間,12月は5日間冷凍機を稼動している。

表 2 省エネルギー効果 本表は前記設備で|2|12月から|2|1日までの実測による結果を示すものである。冷却量は|3|2号|3|39|3|4号|4|5%,加熱量は|4|5|4|5%となる。

項目	冷	热 源	温熱源		
	н	中間季	冬季	中間季	冬季
従来	方式	56RT	30RT	I40kg/h	I 56 kg/h
新力	式式	25RT	I4RT	36kg/h	39 kg/h
備	考	冷却・除温及で	グ再冷却用熱量	再熱及び加湿用温水を加熱す るための蒸気使用量	

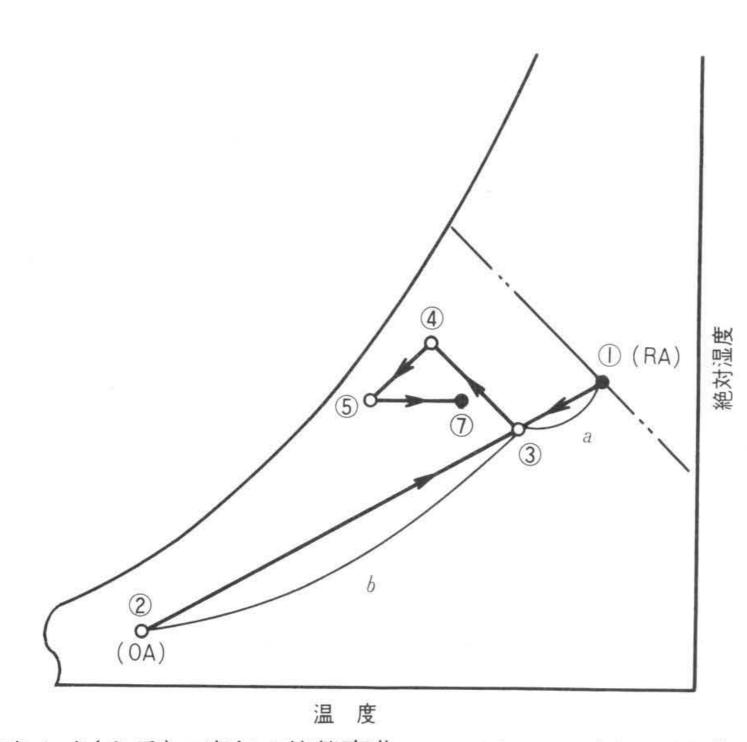


図 8 従来方式(冬季)の空気の状態変化 冬季空調時の空気の状態変化を示したもので、図 8 は従来方式の欠点として5→⑦点への再熱量が大きい。なお、図の①は還気を、②は外気を、③は混合点を、④は加湿後を、⑤は冷却後を、5→⑦はヒータによる加熱変化を示し、⑦は吹出し送風点を示す。またa: b=外気:還気の混合比を示す。

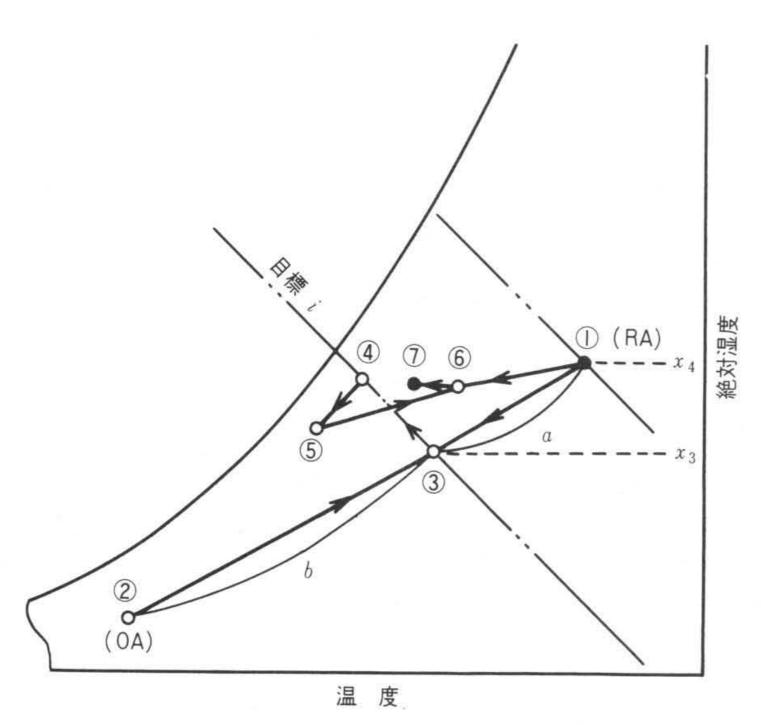


図 9 新方式(冬季)の空気の状態変化 冬季での空調時の空気の状態変化を示したもので、再熱をなくすと同時に外気状態点②が変化しても、常に目標線上に混合点③がくるようになっている。

いま契約基本料金1,533円/kW・月,従量料金26.54円/kWとすれば、冷房料金は約11.2円/Mcalとなる。これに対して外気冷房を導入した場合は中間季だけで下記の熱量が節減可能である。ただし、運転時間は10~18時の9時間とする。

(1) 4月の節減熱量:6万6,300Mcal

(2) 5月の節減熱量: 3万5,040Mcal

(3) 10月の節減熱量: 5万8,110Mcal

(4) 11月の節減熱量:10万4,960Mcal

すなわち、合計26万4,410Mcalの省エネルギーとなり、金額にして約296万1,000円の節減効果となる。

5.3 事務所ビルの実例

Cビルは総床面積5万7,487m²あり,総冷凍トン数1,100RTの冷凍機と各階調和器に1セット,合計32セットの混合ダンパを使用しており、冷暖房時はCO2感知器と混合ダンパを組み合わせて、適正な外気を取り入れている。また、4月・5月・10月・11月の中間季の暑い日は、朝、夕の外気温度が比較的低い時間に外気を主に利用し、気温が上昇する日中は冷凍機を運転するという方法により、冷凍機運転時間を大幅に短縮し、運転費の低減を図ると同時に快適な室内条件を保持している。

いま、契約基本料金1,888円/kW・月、従量料金26.54円/kWとすれば、冷房料金は約14円/Mcal(ただし、空気搬送動力は含まず。)となり、中間季の4月、5月、10月、11月の4箇月について、空調時間を8~17時とし、外気冷房を行なう場合と行なわない場合について、HASP(Heating Air Conditioning and Sanitary Program)の年間気象データを用いて、コンピュータで試算すると下記の熱量を節減することが可能である。

4月の節減熱量: 2万100Mcal 5月の節減熱量: 6万6,290Mcal 10月の節減熱量: 4万7,940Mcal

11月の節減熱量:(主に暖房運転となるので除外)

すなわち,合計13万4,330Mcalの省エネルギーとなり,金額にして,約209万5,000円節減となる。

6 結 言

混合ダンパを用いた外気導入空調システムを開発した。本混合ダンパは、マイクロコンピュータを用いて制御される。本稿で述べた外気導入システムを、工場・大形店舗・事務所ビルに採用した場合、大きな省エネルギー効果が得られることが分かった。資源の乏しい我が国で建築設備を設計する場合、省エネルギー対策を施すことは不可欠の条件と考える。実際既に事務所ビルでは、通商産業省・建設省告示第2号(昭和55年2月28日付)でPAL(年間負荷係数)及びCEC(空調エネルギー消費係数)を、定められた数値以下にするように義務づけられている。したがって、同システムの需要は今後も増加するものと思われ、更に詳細な省エネルギーの実績データ

参考文献

1) 石福:外気冷房の省エネルギー効果と問題点,日本建築設備協会(昭53-9)

を積み上げてゆかなければならないと考える。

- 2) 高草木:外気冷房の省エネルギー運転制御方式の検討,日本 建築学会学術講演梗概集(昭52-10)
- 3) 山口,外:外気取入制御ダンパの開発,建築設備士,日本建築設備士協会(昭52-12)
- 4) R. W. Haines: Control Systems for Heating, Ventilating and Air Conditioning (Van Nostrand Reinhold Company)