HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	低温冷風空調システムに関する検討
Author(s)	杉浦, 匠; 大島, 昇; 頭島, 康博 他
Description	第7回衛生工学シンポジウム（平成11年11月11日（木）-12日（金） 北海道大学学術交流会館） . 4 室内環境・エネルギー利用 . P4-7
Citation	衛生工学シンポジウム論文集, 7, 138-142
Issue Date	1999-11-01
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/7280
Type	departmental bulletin paper
File Information	7-4-7_p138-142.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

4－7 低温冷風空調システムに関する検討

○ 杉浦 匠 （日立プラント建設(株)） 大島 昇 （日立プラント建設(株)）
頭島 康博 （日立プラント建設(株)） 境 弘夫 （日立プラント建設(株)）
高橋 稔 （日立プラント建設(株)） 杉原 義文 （日立プラント建設(株)）

１．はじめに

冷水と空気の往還温度差を従来より拡大し，送水配管･ダクトの小径化や空調機の小型化を実現し，搬送動力低減を図る方式に大温度差空調システムがあり，特に二次側給気温度を下げるものを「低温冷風空調」と呼んでいる。この方式は，省資源・省エネルギーの両方に寄与するメリットがあり，導入が図られている。

このシステムの普及には，実運転の大半を占める部分負荷時を含む種々条件での特性を捉え，給気温度低下に伴う結露やコールドドラフトによる快適性低下といった懸念を払拭して，コストメリットを明らかにしていくことが重要である。しかし，既往の検討事例は定格運転時が中心で，実設備の導入例[1]もまだ少ないため，部分負荷時の二次側機器(吹出し口，空調機など)の性能データ集積も十分とは言えない段階である。

本研究は，低温冷風空調システム実用化に当たって，部分負荷時も含めた機器性能・環境特性を把握し，快適な環境を低コストで提供する一助とすることを目的としている。

今回は，まずシステムの基本となる給気温度を検討し，次に低温冷風空調システム開発用に構築した実証実験設備で室内温熱環境と空調機コイル性能を検討した結果を報告する。

２．低温冷風空調システムの概要

図１に低温冷風空調システムの概念を示す。低温冷風空調システムは，近年普及の著しい氷蓄熱設備などの熱源から得られる 4～5℃程度の冷水を利用して空調機の熱交換器に低温の水を供給し，水側の往還温度差を従来の5℃から 10℃に，空気側の往還温度差を 10℃から 15℃となるよう設計したコイルを用いて 10℃前後と従来に比べ 5～6℃程低温にした空気を直接供給するものである。これにより，送水配管は従来の 1/2，空気搬送ダクトは 2/3 に小口径化でき，搬送動力も大幅に低減可能となる。

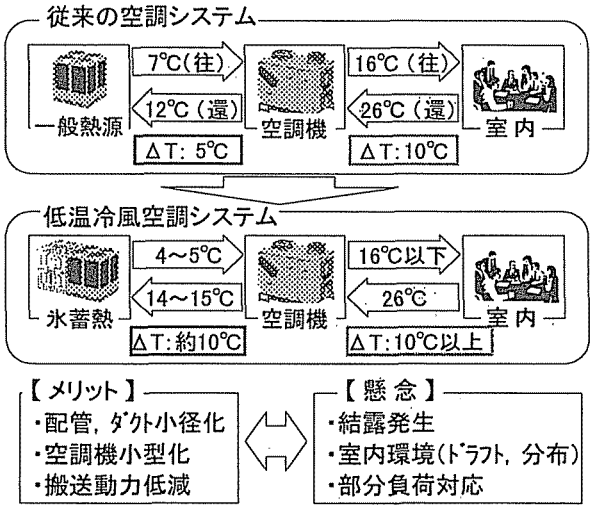


図１ 低温冷風空調システムの概念

また，このシステムでは省エネルギーを追求する立場から，部分負荷に対応する変風量(VAV：Variable Air Volume)システムの採用を基本的に考えており，部分負荷時には，負荷に応じた給気量制御及び給気温制御(給気温度リセット)が行われる。

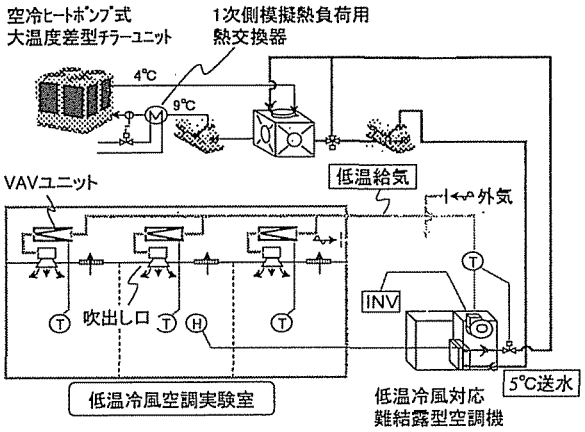
３．実証実験設備

低温冷風空調システムの課題を検討するためには，機器だけでなく空調機・熱源系を含めたシステム全体を視野に入れ，実際に部分負荷運転も行いながら検討する必要があると考え，当社施設内にシステム開発用の実証実験設備を構築した。

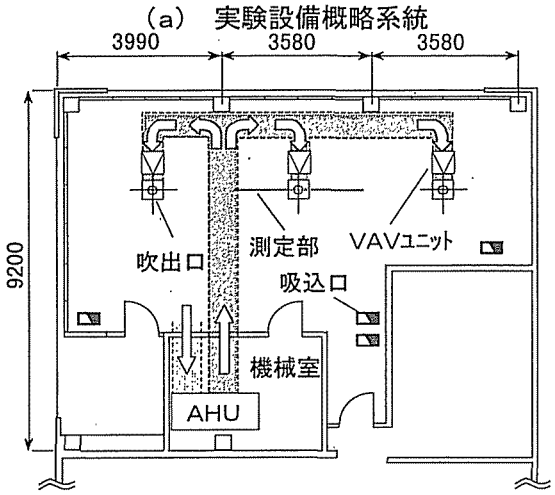
図2及び表1にその概要を示す。

現在は，一次側は低温冷水の変流量安定供給が可能なことを前提として，二次側を主体として検討を進めている。

実験室の床面積は約 70 ㎡で，空調方式はＳＡダクト，ＲＡチャンバ方式である。３系統設けた給気ダクトの端末にそれぞれＶＡＶユニットが設置してあり，室を間仕切ることで必要に応じて３つの小部屋として独立した室温制御が可能である。また，空調機は低温給気が可能なように設計された難結露型空調機を使用し，熱源は４℃の冷水供給が可能な大温度差チラーユニットである。



(a) 実験設備概略系統



(b) 実験室平面図

図2 低温冷風空調システム実証実験設備

表1 実証実験設備の仕様

項目		設計仕様	備考
建物用途		事務所の1室(70 m²)	3分割可能
負荷条件		~180 W/m²	
室内環境仕様	温度	26.0℃	
	湿度	40%(目標)	
熱源		能力:106 kW, 冷水温度:4℃~	空冷ヒートポンプ式 大温度差チラーユニット
空調機		サイズ:1700×600×1300 風量:1950 m3/h, 静圧:392kPa 能力:12.3 kW	低温冷風対応 難結露型
制御仕様	負荷	~10kW	模擬負荷
	冷水温度	送水4~12℃	混合3方弁
	吹出温度	16℃以下	冷水2方弁
	風量	~1950 m3/h	VAV(3系統 独立制御可), インバータ
	換気回数	~10.7 回/h	
	外気	CO_2濃度による可変外気風量	インバーター

4. 給気温度の検討

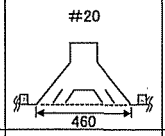
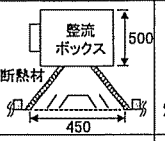
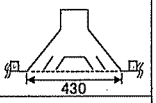
既往の検討では給気温度を 8~9℃とすることもあったが，結露対策や快適性確保のために，ファンパワードユニットの採用など吹出し方法の工夫が必要となり，コスト面で不利となる場合があった。また，給気温度の低温化に伴なって除湿量が増えるため，いわゆる「ビル管法」で規定する室内相対湿度 40%を確保できない懸念が生じていた[2)]。

そこで，まず通常の吹出し口が使用可能な給気温度を検討した。

(1) 吹出し器具の結露実験方法

通常の室内設定条件（温度 26℃，相対湿度 40%以上）での露点温度は 11.4℃以上であり，この条件では結露しにくいと考えられる。そこで，休み明けなどの朝で室内が夏場の高温高湿な外気とほぼ同じ状態で空調を開始した場合を想定した。室内環境を温度 33℃，相対湿度 35~70%に調整した後，給気温度を 6~16℃として空調運転を開始し，吹出し口表面の状態を観察した。表2に供試吹出し口を示す。

表2 供試吹出し口

	汎用器具	無結露器具	セラミック器具
概要			
メーカ	A社	B社	C社
風量(m³/h)	350	340	340
静圧(Pa)	11.8	12.7	11.8
材質	鋼板	鋼板(断熱材付)	セラミック

(2) 結露実験結果及び検討

図3及び表3に実験結果を示す。相対湿度 65%の時には，空調開始から約 10 分後に汎用器具でわずかに結露したが，10 分経過後には自然に消える状況であった。実験全体を通しては，給気温度 11℃以上の範囲では，温度 33℃，相対湿度 60%以下であれば，汎用器具でも結露は発生しなかった。

この結果から，結露に関しては，高温多湿な外気が直接侵入するような場所(エントランスなど)を除いては，給気温度の目安は 11℃以上と考えても差し支えないと思われる。

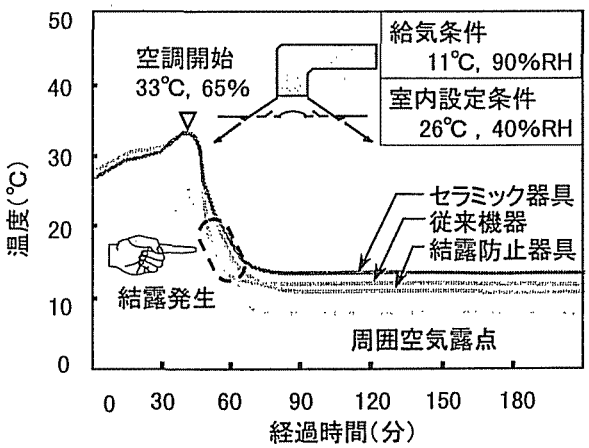


図3 供試器具表面温度(結露発生時)

表3　吹出し口表面の結露実験結果

空調開始時の室内温・湿度 ＼ 給気の温・湿度	6℃ 90%	9℃ 90%	11℃ 90%	14℃ 90%	16℃ 90%
温度 33℃, 相対湿度 35%	×	◎	◎	◎	◎
〃 , 相対湿度 50%	×	◎	◎	◎	◎
〃 , 相対湿度 60%	×	○	◎	◎	◎
〃 , 相対湿度 65%	×	△	○	○	○
〃 , 相対湿度 70%	×	△	△	△	△

【凡例】 ◎:全器具で結露なし, ○:汎用器具のみ結露
△:無結露器具のみ結露なし, ×:全器具で結露

また図4に示すように，給気の相対湿度を90%とし，一般ビル空調設計に用いられる顕熱比 0.85 を用いて，26℃時の室内相対湿度を算出すると，給気温度 11℃以下では湿度が 40%以下となり，ビル管法の基準をクリアできない可能性が高い。

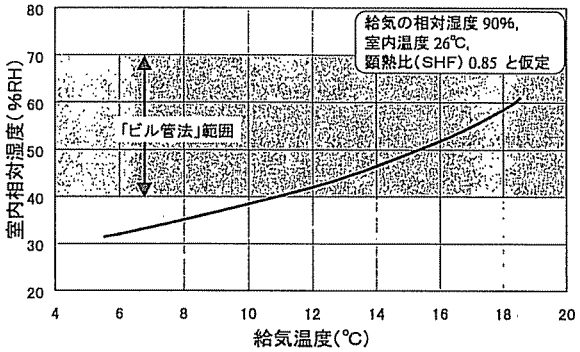


図4　給気温度と室内相対湿度との関係

以上の検討から，給気温度は汎用吹出し口で結露しにくく，室内環境の面からも相対湿度 40%を確保できる 11℃以上とした。

5．室内温熱環境の検討

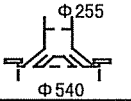
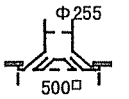
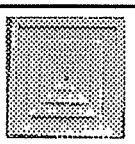
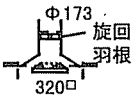
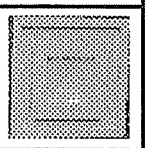
コールドドラフトは，吹出し口種類や風量に大きく依存し，特に，部分負荷時に給気量が低下して発生することが懸念される[3)]。そこで，現状使われている吹出し口が低温冷風空調でどこまで使用可能かを把握するため，3 種類の器具について冷房時の室内温熱環境を測定し，吹出し口の適用限界を検討した。また，冷房時に拡散性能の良い器具を用いて暖房時の特性を調べた。

（1）室内環境の計測方法

冷房実験では，吹出し口での給気温度を11℃とし，室内の設定温度は 26℃とした。また，暖房実験での設定温度は 22℃とした。測定は，天井に配置した吹出し口を順次取り替え，その直下の断面で格子点 91 点の温度及び気流を測定した。

ドラフトは，計測値から各点の有効ドラフト温度（EDT:Effective Draft Temperature）を算出し，居住域での空気拡散係数(ADPI:Air Diffusion Performance Index）として評価した。表4に使用した吹出し口を示す。

表4 供試吹出し口

名称	一般天井用丸型（#25）	一般天井用角型（#25）	高拡散型（#17.5）
構造		 	 
メーカー	A社	A社	B社
静圧(Pa)	10	14	30

（2）吹出し口直下の温熱環境測定結果

図5，6に一般丸型及び高拡散型を使用した場合の低風量時の温度・気流性状を示す。温度はコンターで，気流はベクトルで示した。

どの場合も温度の状態は気流と強い相関が見られ，気流が速いと温度が低い傾向があった。丸型では風量を設設計値に対し一定値以下まで下げると，周辺空気の誘引量が減少して吹出し口直下にビル管法の基準値である 0.5m/s 以上となる低温の下降気流が生じた。角型の実験でもほぼ同様の傾向であった。一方，高拡散型は気流拡散性が高く，設計風量比 20%程度まで温度・気流分布ともに良好であることを確認した。

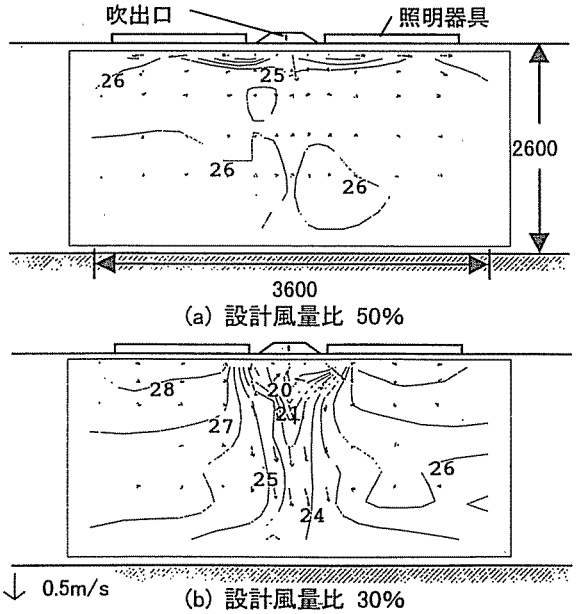
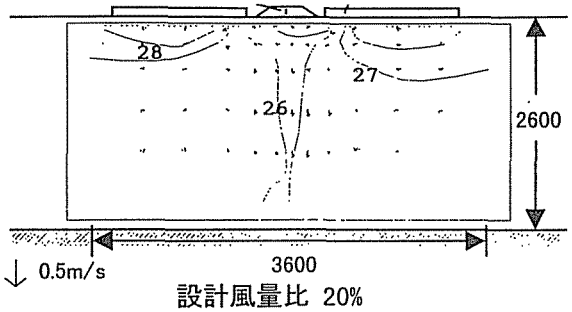


図5 温度・気流分布(一般天井用丸型)



設計風量比 20%

図6　温度・気流分布(高拡散型)

（３）吹出し口の適用限界

図7に設計風量比と居住域（床上２m以下）での ADPI との関係を示す。各吹出し口とも風量の減少に伴なって満足者率の指標である ADPI が低下する傾向が見られた。特に，汎用吹出し口ではコールドドラフトが発生したため 30%～40%の間で極端に低下した。

また，今回の実験範囲において給気温度 11℃で ADPI≧80%となる給気量の限界は，丸型で設計風量に対し 37%，角型で 30%程度であることが分かり，高拡散型では風量が小さくても拡散性が良いため 20%程度まで使用可能であることを確認した。

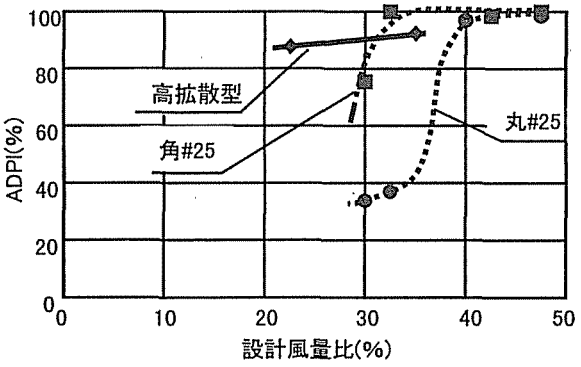


図7　設計風量比と ADPI

（４）暖房時の室内環境

暖房時の環境を把握するため，冷房時に最も性能の良かった高拡散型を用い，内コーンを暖房用に変更して実験を行った。図8に暖房実験時のの室内温度・気流分布を示す。

設計風量比が同じ場合（Case1 と Case2）には，浮力の効果により 38℃給気のほうが気流の到達距離が短くなっている。また，熱負荷が同じ場合（Case1 と Case3）には 38℃給気では浮力の影響に，吹出し風量が低下した効果も加わり，天井付近に気流が滞留している。一方，30℃給気では風量が大きくなるため到達距離は大きくなっているが，室内環境を比較すると，30℃給気では居住域に風速 0.5m/s 以上の領域が見られ，温度分布も不均一な環境であった。

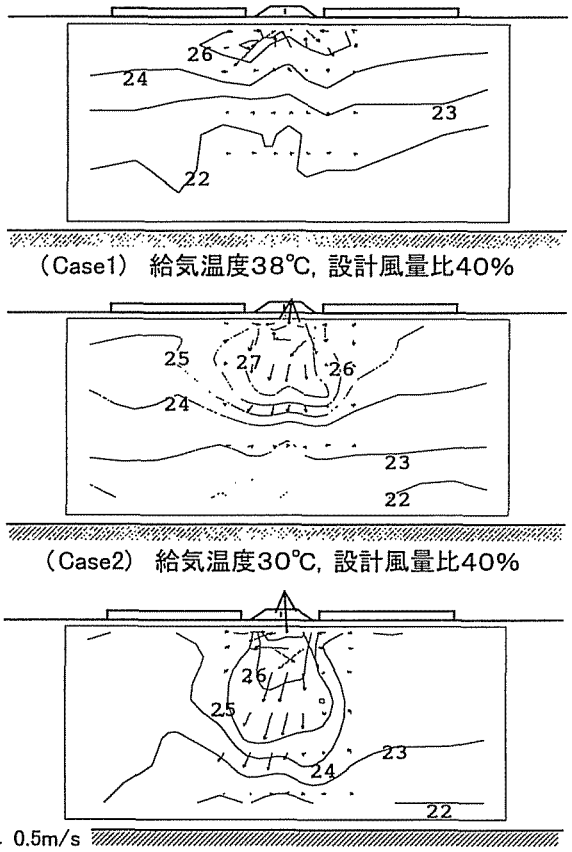


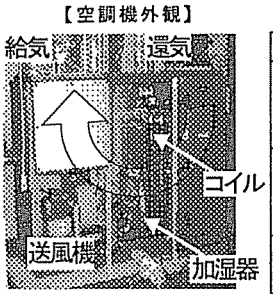
図8　暖房時の温度・気流分布(高拡散型)

６．空調機コイル性能

低温冷風空調用コイルは，空気側搬送動力削減のため低温給気が可能で，かつ，水側搬送動力削減のため二次側冷水の往還温度差が従来の 5℃から 10℃へと大きく取れるように設計されている。しかし，空調運転の大部分を占める部分負荷運転時のコイル特性は不明であり，冷水側ランニングコストの把握も容易ではない。そこで，部分負荷での変風量時（給気 11℃一定）及び給気温度シフト時の空調機コイル特性を測定した。また，年間コスト試算のため簡易能力計算プログラムを作成し整合性を検証した。

（１）コイルの仕様

空調機の外観とコイルの仕様を図9に示す。コイル設計仕様は，空気側が入口 26.7℃，出口 11.0℃（Δt=15.7℃）であり，水側は入口 5.0℃，出口 15.0℃（Δt=10.0℃）である。



【コイル仕様】

項目		定数
フィン（アルミ）	フィンピッチ	0.0025(m)
	フィン厚さ	0.00012(m)
	熱伝導率	175(kcal/mh℃)
冷水管（銅）	外径	0.00952(m)
	内径	0.00852(m)
	熱伝導率	300(kcal/mh℃)
コイル概要	列数×段数	8列×32段
	伝熱面積	26.833(m2)

図9　コイルの外観及び仕様

（2）能力の簡易計算方法

計算では湿りコイルとして扱い，通常熱交換器の設計に用いられる対数平均温度差を使って計算した[4),5)]。

（3）部分負荷時の実測と試算結果の比較

①給気性能：図 10 に給気温度の時系列データを示す。給気量を設計値の 40％まで絞っても，コイル出口空気温はほぼ 11℃で安定していた。また，給気温度シフト時も設定に従い給気温度が変化することを確認した。

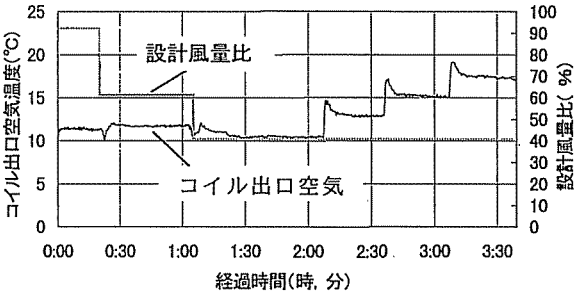


図 10　給気温度の時系列データ

②変風量時：図 11 に変風量時の冷水往還温度差を示す。実測では送風量の低下に伴ない冷水往還温度差は少しずつ拡大し，低風量時でも温度差は確保できることが分かった。

③給気温度シフト時：図 12 に給気温度シフト時

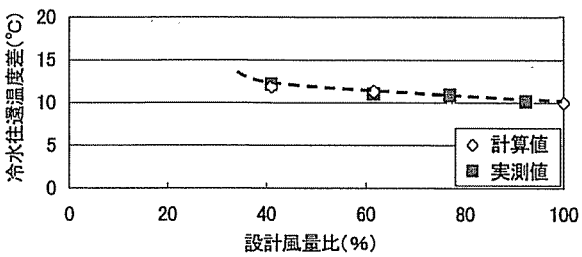


図 11　変風量時の冷水往還温度差

の冷水往還温度差を示す。この場合も変風量時と同様に給気温度が上昇するにつれ温度差は大きくなった。また，いずれの場合も実測値と計算値は良く一致した。

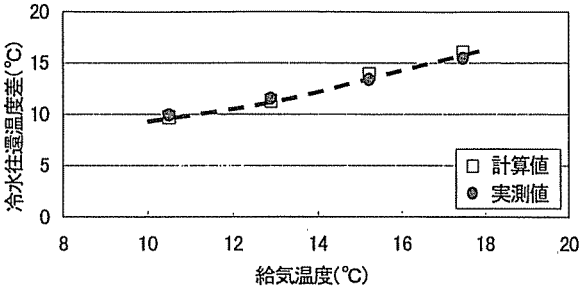


図 12　設定給気温度変更時の冷水往還温度差

以上から，部分負荷時にも冷水側の大温度差は確保でき，冷水側搬送動力の削減が可能であることを確認した。

7．おわりに

低温冷風空調システムに関し，給気温度を検討し，実証実験設備を用いて室内温熱環境と空調機コイルの基本性能について実験した結果，以下の知見を得た。

（1）汎用器具でも結露しにくく，相対湿度が確保可能な給気温度は 11℃以上である。

（2）冷房時に 11℃給気でもコールドドラフトの発生しない条件は，一般丸型吹出し口で設計風量比 37％，角型で 30％であり，高拡散型では 20％程度まで使用可能なことを確認した。

（3）暖房時には，給気温度が低いと居住域に風速 0.5m/s 以上の領域が見られ，温度分布も不均一な場合があった。

（4）低温冷風給気用に設計されたコイルは，部分負荷時で風量が低下した場合でも往還温度差は 10℃以上確保可能なことが分かった。

〔参考文献〕

1）柳原隆司ほか５名：東京電力技術開発センターの省エネルギーシステム（その１～５），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1995～98）

2）大島 昇ほか６名：低温冷風空調システムの技術的課題と経済性に関する検討（その１），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1999）

3）頭島康博ほか５名：低温冷風空調システムの技術的課題と経済性に関する検討（その２），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集（1999）

4）日本機械学会：伝熱工学資料改訂第４版，丸善（1986）

5）空気調和ハンドブック 改訂４版：井上宇一(1996)