

中温冷水を利用した冷媒自然循環システムの基礎検討

Basic Study of Refrigerant natural circulation system with Medium temperature cold water

技術フェロー ○粕谷 敦 (竹中工務店)

正 会 員 鈴木 厚志 (竹中工務店)

技術フェロー 古寺 典彦 (竹中工務店)

正 会 員 村田 寧 (新晃工業)

濱 誠二郎 (新晃工業)

正 会 員 森元 和也 (新晃工業)

Atsushi KASUYA*¹

Atsushi SUZUKI*¹

Norihiko KOTERA*¹

Yasushi MURATA*²

Seijirou HAMA*²

Kazuya MORIMOTO*²

*¹ Takenaka Corporation *² Sinko Industries Ltd.

Efficiency improving for energy by cold water temperature level of the heat source equipment is paid attention to recently as the air-conditioning system separated the latent heat load and sensible heat load. Therefore, to save energy, it's necessary to enhance the conformity of secondary air-conditioning system.

The purpose of this study is to discuss the refrigerant natural circulation system with medium temperature cold water. This paper reports a trial calculation of the energy and a trial model experiment.

はじめに

近年、潜熱・顕熱分離空調に代表されるように、熱源の冷水温度レベルを高めたシステム効率化が注目されており、空調二次側システムの適合性をより高めて、システム全体での省エネルギー化を図っていく必要がある。冷媒自然循環システムは、個別分散型空調による利便性や空気搬送動力の低減効果などのメリットがあり、これまで主に氷蓄熱の低温冷水と組み合わせて導入されてきた。冷媒自然循環システムを中温の冷水温度レベルに適合させることで、個別分散型空調のメリットに加えて熱源の効率化が可能になると考えられる。

本研究は、中温冷水を利用した冷媒自然循環システムの基礎検討を目的としている。本報では、システム試算と試作機による基礎実験について報告する。

1. 冷媒自然循環システムの概要

冷媒自然循環システムは、冷媒の相変化に伴う潜熱を比重差と圧力差による自然循環力で、熱搬送する空調システムである。システムの概念図と冷媒サイクルを図-1、2に示す。冷房サイクルでは、冷水により凝縮器の冷媒が冷却・液化し、流量調整弁を介して室内ユニットの冷房コイルで室内空気と熱交換し、冷媒が加熱・ガス化して凝縮器に還る。暖房サイクルでは、温水により蒸発器の冷媒が加熱・ガス化し、室内ユニットの暖房コイルで室内空気と熱交換し、冷媒が冷却・液化して蒸発器に還る。冷媒は、凝縮と蒸発過程で液とガスによる比重差と圧力差により自然循環を成立させるため、中温冷水に適合するためには冷媒圧力損失を抑えることが重要となる。

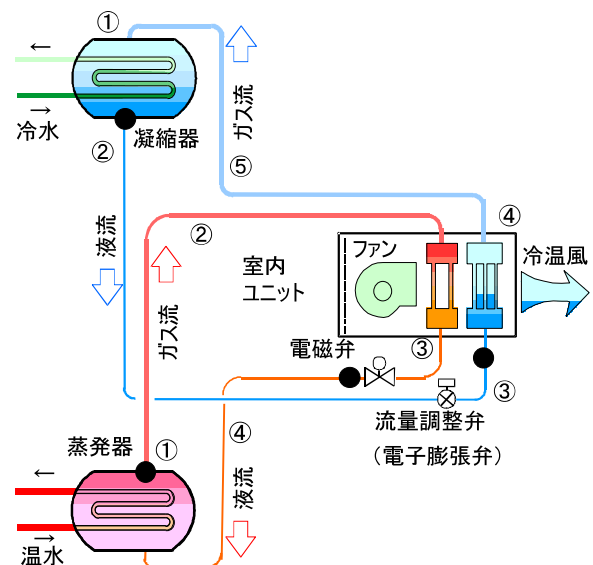


図-1 冷媒自然循環システムの概念図

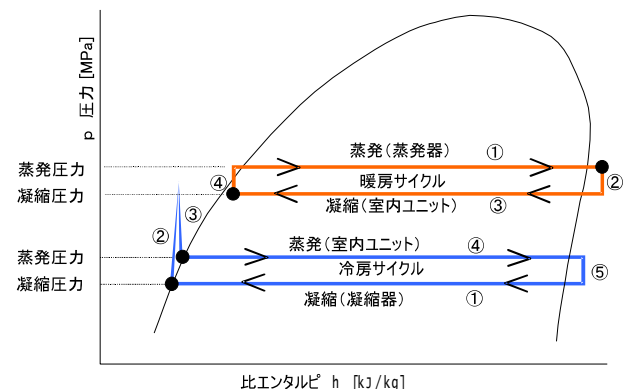


図-2 冷媒サイクル (P-h 線図)

2. システムのエネルギー試算

2.1 試算条件

冷媒自然循環システムの中温冷水への適合性について、熱源を含めたシステム全体のエネルギー試算を行った。試算には、国土交通省大臣官房官庁営繕部で公開しているライフサイクルエネルギーマネジメント (LCEM ツール ver3.10) を用いた。試算条件を表-1に示す。気象条件はツールにて提供している大阪データを用いて、室負荷条件は床面積 1,800 m²の事務室を対象に標準熱負荷モード (大阪) L-M にて期間冷房負荷を設定した。冷房負荷は、冷媒自然循環システムの負荷処理対象となる室内の顕熱負荷のみとした。システム構築条件として、熱源を標準機器オブジェクトの高効率ヒートポンプ、冷水ポンプを変流量制御とし、冷媒自然循環システムの凝縮器に冷水を供給して室内ユニットの定風量ファンにて室負荷を処理する設定とした。

室内ユニットについて、冷房コイル仕様より冷媒蒸発温度に対する冷房能力を推定した結果を図-3に示す。この結果に基づいて、システム試算の各 Case における室内ユニット 1 台当たりの冷房顕熱能力を設定した。システムの試算パターンを表-2に示す。システム試算は、熱源の冷水出口温度及び室内ユニットの冷媒圧力損失をパラメータとした。熱源の冷水出口温度は Case1 で 7℃、Case2-1 で 9℃、Case3 で 11℃として、室内ユニットの冷媒圧力損失は Case2-1 で 10kPa、Case2-2 で 25kPa、Case2-3 で 40kPa として、室内ユニットの冷媒蒸発温度を想定して 1 台当たりの冷房顕熱能力を設定した。各 Case の室負荷処理については、空調ゾーニング毎の最大顕熱負荷から、室内ユニットの設置台数を設定した。

2.2 試算結果

各 Case の冷房期間における電力消費量を図-4に示す。熱源の冷水出口温度をパラメータとした Case1, 2-1, 3 を比較すると、冷水出口温度を高めると電力消費量の内訳は熱源で 5~6%小さく、室内ユニットで 1~18%大きくなり、全体では Case1 を 100%とした場合、Case2-1 で 96%、Case3 で 112%となる。冷水出口温度の適切な設定と室内ユニット風量制御を組み合わせることで、さらに省エネルギー効果を高めることが期待できる。室内ユニットの冷媒圧力損失をパラメータとした Case2-1~2-3 の電力消費量は、冷媒圧力損失の上昇により室内ユニットで 12~17%大きくなり、全体では Case2-1 で 96%、Case2-2 で 109%、Case2-3 で 115%となる。各 Case の室内ユニット 1 台当たりの空調面積と電力消費量の比較を図-5に示す。室内ユニットの冷媒圧力損失の上昇による冷房能力低下に伴い、室内ユニットファン風量が増大し、電力消費量が大きくなる。システム全体の効率性と経済性を高めるためには、室内ユニットの冷媒圧力損失を適正に抑えることが重要と考えられる。

表-1 試算条件

計算ツール		LCEM ツール ver3.10
システム構築条件	気象条件	大阪
	熱源	高効率空気熱源ヒートポンプ
	冷水ポンプ	変流量制御
	冷媒自然循環システム	凝縮器：冷水/冷媒(R134a)熱交換器 室内ユニット：1.740m ³ /h, 消費電力0.13kW
	室負荷条件	用途：事務所, 床面積:1,800m ² 内部発熱：人員 0.15人/m ² 照明 12W/m ² OA機器 36W/m ² 最大冷房負荷：131.8kW(顕熱負荷) 期間冷房負荷：標準熱負荷モード L-Me(大阪)

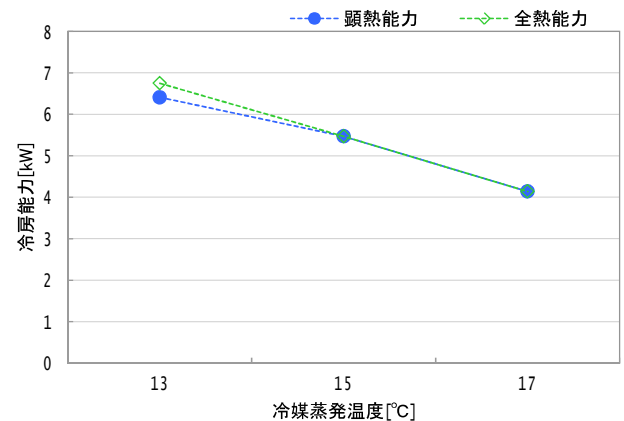


図-3 室内ユニットの能力設定

表-2 試算パターン

条 件	Case1	Case2-1	Case2-2	Case2-3	Case3
熱 源 冷 水 出 口 温 度	7℃	9℃		11℃	
冷 媒 凝 縮 温 度	11℃	13℃		15℃	
室内ユニット冷媒圧力損失	10kPa	10kPa	25kPa	40kPa	10kPa
冷 媒 蒸 発 温 度	13℃	15℃	16℃	17℃	17℃
室内ユニット冷房顕熱能力	6.41kW	5.47kW	4.81kW	4.14kW	4.14kW

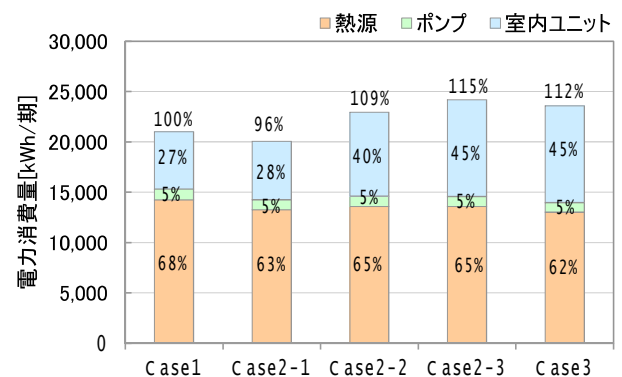


図-4 冷房期間の電力消費量

3. 室内ユニット試作機の基礎実験

3.1 基礎実験概要

室内ユニットを試作して、冷房サイクルの基礎実験を行った。室内ユニット試作機の仕様を表-3に示す。室内ユニットは、冷媒を R134a として、冷房コイルと暖房コイルを持った 4 管式とし、DC モータのファンで風量 1,740m³/h、機外静圧 50Pa とした。冷房コイルは、10 段 3 列として一般的なファンコイルユニットと同等のコイルサイズとし、パス数については冷媒蒸発温度 15℃で冷媒圧力損失 10kPa 以下を目標として、基礎実験にて検討を行った。

基礎実験装置の全体システム構成を図-6に示す。実験装置は、屋上に設置した凝縮器から、冷媒メイン管（液管 32A ガス管 50A）を介して環境試験室に設置した室内ユニットまで接続して、冷媒回路を構成している。凝縮器下部の冷媒液レシーバから室内ユニットのコイル入口までの高低差を 6,350mm とし、冷媒の液とガスの比重差により自然循環力を持たせている。冷房サイクルは、凝縮器へ冷水を供給して冷媒を冷却・液化させて自然循環により熱搬送し、室内ユニットの冷房コイルにて室内還気と熱交換して冷風を吹き出して、加熱・ガス化した冷媒が凝縮器に還るようになる。冷水は冷媒凝縮圧力が設定値となるように三方弁を自動にて制御し、冷媒は電子膨張弁を手動にて調整して、開度 188 パルス固定で運転した。環境試験室は、室内温湿度を 26℃、50%にて一定となるように制御している。

3.2 測定内容

測定は、凝縮器・室内ユニット・電子膨張弁の入口・出口の冷媒温度・冷媒圧力、凝縮器の冷水入口・出口温度・冷水流量、室内ユニット還気・給気乾球・湿球温度（各 4 ポイント）のポイントについて、10 秒間隔でデータ収集した。室内ユニットの風量・電流値・電力消費量・騒音値については、基礎仕様値として事前確認を行った。

3.3 実験結果

(1) 冷房コイルのパス数・冷媒分流方式の比較

室内ユニットの冷房コイルについて、冷媒圧力損失を抑え、適正な冷房能力の確保を検討するため、流入ヘッダー方式 6 パス、ディストリビューター方式 5 パスの 2 パターンについて比較実験を行った。各方式を図-7に、冷房コイルUベンダ部での温度分布を表-4に示す。ヘッダー方式では、コイル下部で冷媒流量が少なく 3 列目コイルの表面温度が 20℃以上であり、最大温度差が 8℃程度となっている。ディストリビューター方式では、各パスにおける冷媒量の分配が均等になり、最大温度差が 3.6℃と温度分布が小さくなる。以降の実験は、冷媒ディストリビューター方式 5 パスにて行った。

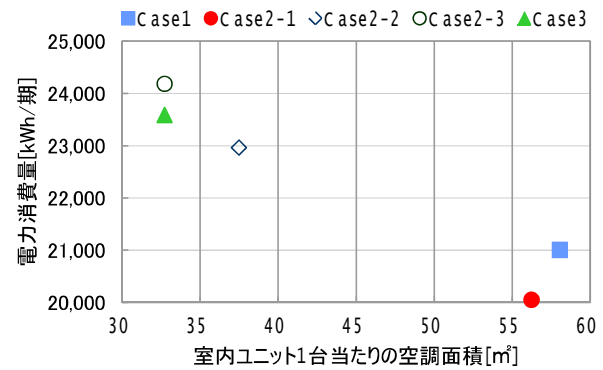


図-5 室内ユニット1台当たりの空調面積と電力消費量

表-3 室内ユニットの仕様（試作機）

冷媒	R134a	
冷房	コイル	10段 3列
	冷媒蒸発温度	15℃
	冷媒圧力損失	10kPa以下
	全熱・顕熱能力	5.47kW
	入口空気	26℃CDB, 18.7℃CWB
暖房	コイル	10段2列2パス
	冷媒凝縮温度	36.5℃
	冷媒圧力損失	50kPa
	全熱能力	5.66kW
	入口空気	22℃CDB
ファン	形式	シロツコファン (DCモータ)
	風量	1,740m ³ /h
	機外静圧	50Pa

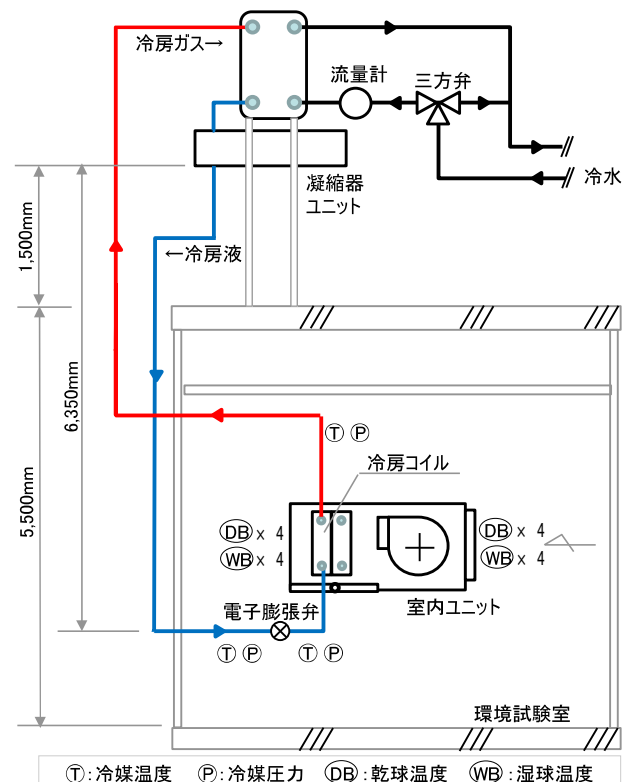


図-6 基礎実験装置

(2) 室内ユニットの温度・圧力・能力

室内ユニットの冷媒コイル入口・出口温度、給気・還気温度、冷房能力について、安定運転状態での推移を図-8に示す。冷房能力は、空気側の温湿度と風量により算定した。冷媒の膨張弁・コイル入口温度は14～15℃程度で推移しており、冷媒コイル出口温度は15～19℃で変動している。これは、コイル内で冷媒が液からガス化する過程で、コイル出口での冷媒過熱度状態が変動しているためと考えられる。コイルと熱交換した空気側は、還気温度26℃、給気温度16～17℃であり、冷房能力5.4kW程度で安定した状態となっている。

室内ユニットの冷媒コイル入口・出口圧力、コイルの冷媒圧力損失について、安定運転状態での推移を図-9に示す。蒸発圧力は、0.39MPa程度で設定条件に近い値である。冷媒コイル入口・出口圧力は、入口で0.39MPa程度、出口で0.38MPa程度で若干変動して推移している。これは、凝縮器における冷水3方弁の制御状態により凝縮圧力が若干変動し、室内ユニットでの圧力変動に影響したためと考えられる。冷房コイルの冷媒圧力損失は、6～8kPaで推移しており、コイルの低圧力損失化により試作目標値の10kPa以下となっている。

4. まとめ

中温冷水を利用した冷媒自然循環システムのエネルギー試算と室内ユニット試作機による基礎実験を行い、以下の事が確認された。

- 1) 熱源冷水出口温度の適切な設定と室内ユニットファン風量制御を組み合わせることで、省エネルギー効果を高めることが期待できる。
- 2) システム全体の効率性と経済性を高めるためには、室内ユニットの冷媒圧力損失を抑えることが重要と考えられる。
- 3) 冷房コイルの冷媒分流について、ディストリビュータ方式は各パスの冷媒均等化によりコイル表面温度分布を抑えて、適正なコイル能力確保につながる。
- 4) 試作した室内ユニットは、冷房コイルの冷媒圧力損失を6～8kPa程度に抑え、安定運転状態での基礎性能を確認した。

今後は、運転時の冷媒制御特性・ファン風量制御及び中温冷水の熱源特性を含めたシステム全体の効率化を検討する予定である。

参考文献

- 1) 時田 他：ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発（第1～34報），空気調和・衛生工学会大会論文集，2005～2010
- 2) 徳永 他：自然循環方式空調システムの開発，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，1990
- 3) 古寺 他：ドームシティガスビルの空調設備，空気調和・衛生工学 第72巻第11号，1998年11月号

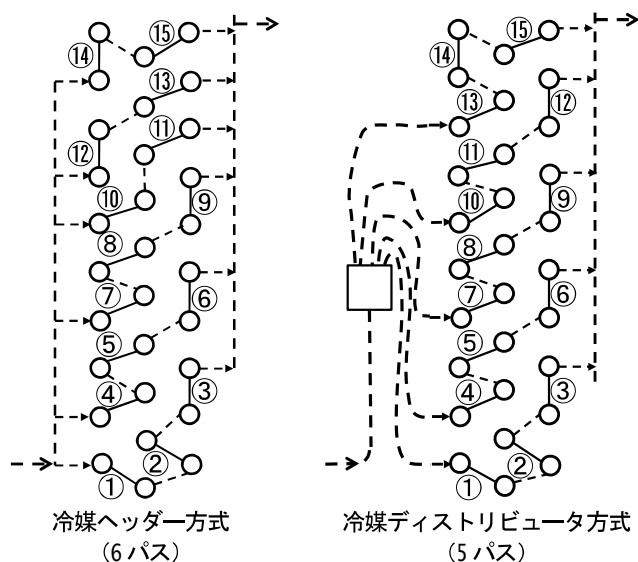


図-7 冷房コイルの冷媒分流方式

表-4 冷媒コイルの温度分布

パス	ヘッダー方式	ディストリビュータ方式
No.6	⑭ 15.1℃ ⑮ 15.5℃	
No.5	⑫ 14.8℃ ⑬ 15.1℃	⑬ 15.2℃ ⑭ 15.1℃ ⑮ 18.4℃
No.4	⑩ 15.0℃ ⑪ 14.7℃	⑩ 14.9℃ ⑪ 14.9℃ ⑫ 16.8℃
No.3	⑦ 14.9℃ ⑧ 14.8℃ ⑨ 22.7℃	⑦ 15.2℃ ⑧ 14.8℃ ⑨ 15.1℃
No.2	④ 15.2℃ ⑤ 15.2℃ ⑥ 21.8℃	④ 14.9℃ ⑤ 15.0℃ ⑥ 15.6℃
No.1	① 15.3℃ ② 15.4℃ ③ 20.8℃	① 15.3℃ ② 15.6℃ ③ 17.3℃

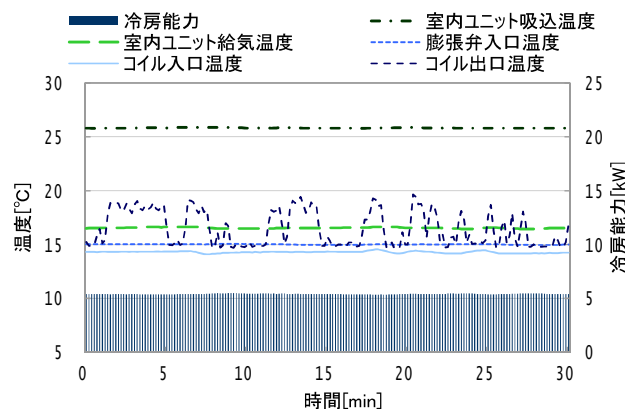


図-8 室内ユニットの温度・冷房能力

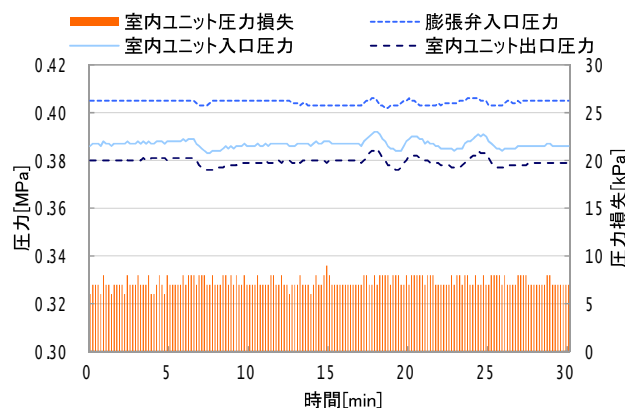


図-9 室内ユニットの冷媒圧力と圧力損失