

空冷ヒートポンプの排熱利用システムに関する研究

関根 秀弥* 長井 大祐*
城所 義雄*

要 旨

筆者らは、空冷ヒートポンプの排熱利用システムに関する研究を行っている。本報では、空冷ヒートポンプエアコンを用いた試作システムの運転実験結果について報告する。本装置は、従来型圧縮式冷凍機の圧縮機と凝縮器の間に熱交換器を設け、それを蓄熱水槽内で熱交換することにより、従来大気に捨てられていた排熱を利用し、温水を製造、蓄熱するシステムである。本試作機排熱回収運転により、蓄熱水槽に最大50.9 の温水を生成することができ、本システムによる温水生成の上限値が50 程度であると確認できた。また、総生成熱量累積値は、通常運転時に対して、最大値で193 %、最小値で122%となり十分な効果を確認できた。

1. はじめに

中規模建築物における空調用冷凍方式は、取り扱い易さ等の観点から空冷ヒートポンプ(空気熱源圧縮式冷凍機)が多く採用されている。空冷ヒートポンプによる冷房運転では、室内で奪った熱を屋外に放熱するため、都市のヒートアイランド問題を引き起こす原因の一つとなっている。筆者らは、この排熱を有効利用する環境配慮型空調システムの研究を行っている。本報では、空冷ヒートポンプエアコンを用いた試作システムの運転実験

結果について報告する。

2. 実験装置概要

実験装置の概要を図 - 1、表 - 1 に示す。本装置は、従来大気に捨てられていた空気熱源圧縮式冷凍機の排熱を利用し、温水を製造、蓄熱するシステムである。

従来型圧縮式冷凍機の圧縮機と凝縮器の間に熱交換器を設け、それを蓄熱槽で熱交換することにより、不安定な排熱エネルギーを蓄熱することで、安定的にエネル

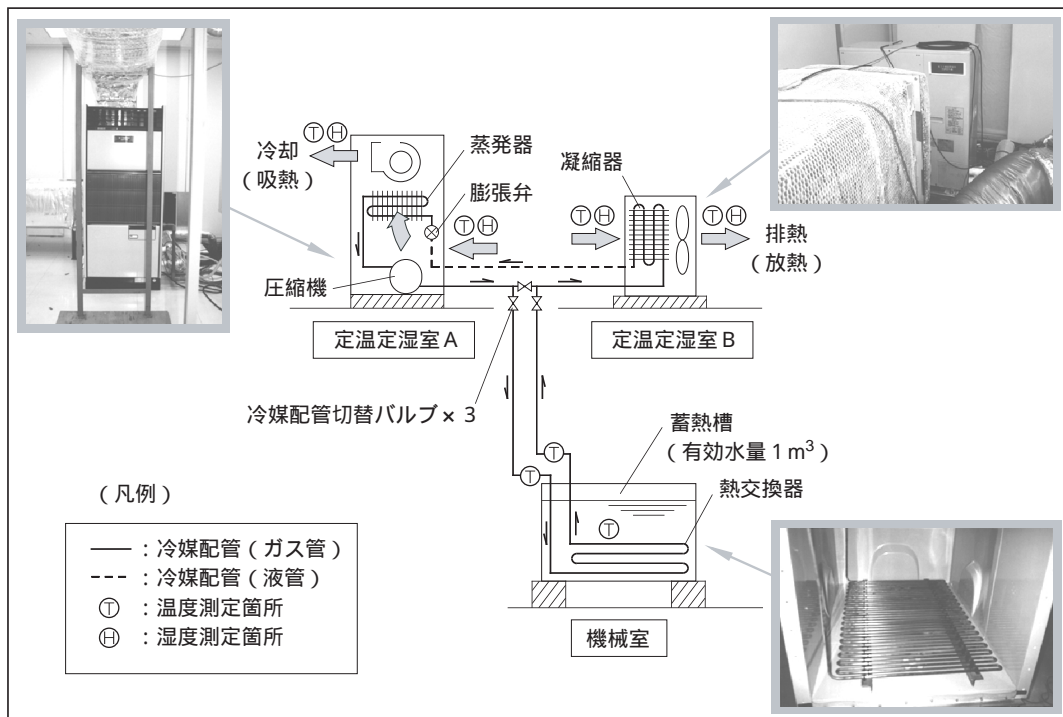


図 - 1 実験装置概要図

*技術研究所

表 - 1 実験装置仕様

空冷ヒートポンプエアコン (冷房専用)		蓄熱槽 (FRP製)	
定格冷房能力	7.1 kW	有効水量	1 m ³
定格消費電力	2.7 kW	寸法	1000×1500×1000H
室内機風量 (実測値)	1410 m ³ /h	断熱仕様	発泡ウレタン 50mm
室外機風量 (実測値)	4340 m ³ /h	熱交換器 (銅チューブ型)	
冷媒制御 (膨張弁)	キャピラリチューブ	使用銅管サイズ	12.7
使用冷媒	R 2 2	配管総長	約30 m

ギーの有効利用を図ることができる。

3. 実験方法

エアコン室内、室外機を、定温定湿室 A、B にそれぞれ設置し、定温定湿条件にて22時間の連続冷房運転を行う。排熱回収運転時は、冷媒配管に設けられた切替バルブにより、高圧冷媒ガスが蓄熱槽内熱交換器を通り温水生成を行うが、その生成熱量 (利用可能排熱回収量) については、水槽内に設置した T 型熱電対にて水温測定を行うことでその熱量を求める。また、室内・外機の吸込・吹出空気の温・湿度を計測することで、室内機冷却熱量、室外機排熱量を求め、冷媒配管の外表面に設置した T 型表面熱電対により配管内冷媒ガス温度を計測する。

熱交換器に冷媒ガスを導かない通常冷房運転時についても同様の計測を行い排熱回収運転時との比較を行う。

4. 実験結果および考察

4. 1. 排熱回収運転結果

本運転実験は、3日間に渡り同様の計測を三度行った。三度の運転実験における各計測結果は、ほぼ同じ値を示しており、本実験が再現性を有することを確認できた。本報では代表結果として二度目の運転結果について報告する。

運転実験時のエアコン室内、室外機設置室の温度、湿度を図 - 2、3 に示す。定温定湿室の空調制御の関係に

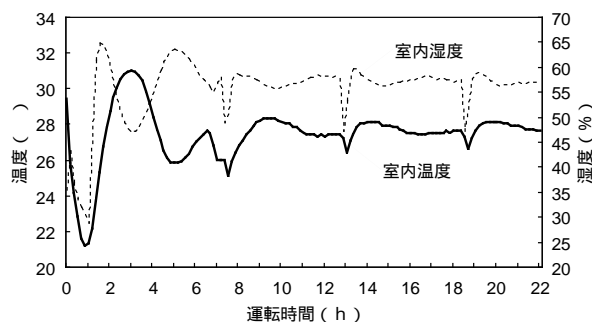


図 - 2 室内機設置室 温・湿度

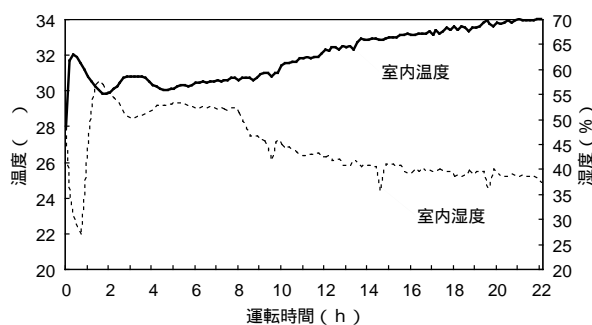


図 - 3 室外機設置室 温・湿度

より多少の変動はあるが、実験時の室内機設置条件は平均値で27.4℃、56%、室外機設置条件は平均値で31.9℃、45%である。

蓄熱槽内水温および冷媒温度計測結果を図 - 4 に示す。槽内水温は、排熱回収運転開始時8.5℃、運転開始10時間後で44.6℃、本実験の運転終了22時間後では50.9℃となり、本実験において良好に排熱回収が行われたことが確認できる。運転終了時における総排熱回収量は、水温温差42.4℃、水量1m³より、運転終了時において、49.3kWhであった。また、水温上昇の勾配が、運転後半において緩やかになること、水槽内熱交換器に入る冷媒

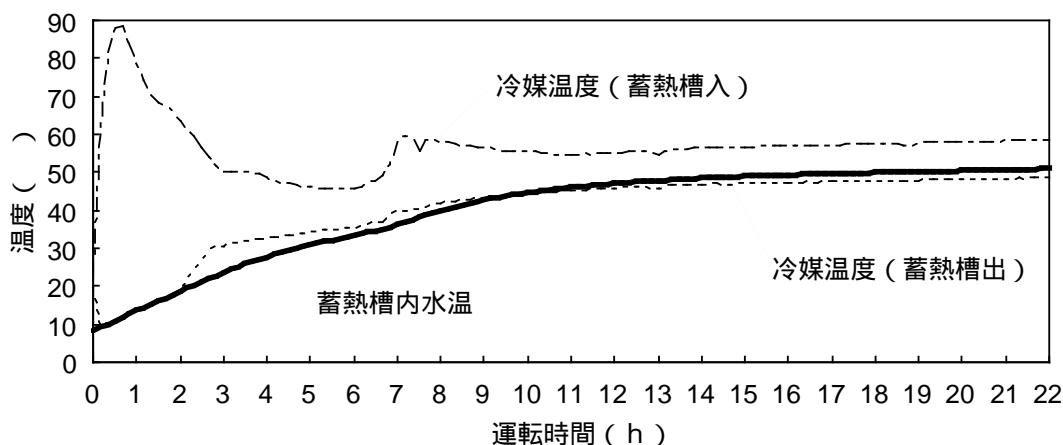


図 - 4 蓄熱槽内水温および冷媒温度

温度の安定した状態での値が約 55 程度であることから、本実験機における温水生成の上限値が、約 50 程度であると考えられる。

蓄熱槽内温度分布の把握を行うために、水槽内水平方向 18 箇所、鉛直方向 6 箇所、合計 108 箇所の水温を T 型熱電対により同時計測を行った。水平方向の計測点については平均値とした計測結果を表 - 2 に示す。各運転時

表 - 2 蓄熱槽内温度分布

		蓄熱槽内 水平方向 平均水温 ()		
		運転開始時	運転開始 5 時間後	運転開始 22 時間後
鉛直方向位置	H=600	8.6	30.9	51.0
	H=500	8.5	30.9	50.9
	H=400	8.5	30.9	51.0
	H=300	8.5	30.9	51.0
	H=200	8.5	30.9	51.0
	H=100	8.4	30.9	50.9
鉛直方向水温度差		0.1	0.0	0.1

鉛直方向位置の H は、水槽底面よりの高さを mm 単位で示す。

における水槽内鉛直方向温度差は、0.1 程度と小さな値であり、水槽内上下間における水温度差はなく、水槽内に均一に温水を生成できることが確認できた。

4. 2. 通常冷房運転時との比較結果

排熱回収運転時と通常運転時における 1 時間当たりの室内機冷房能力および室外機排熱量を図 - 5 に示す。

本実験機における排熱回収運転時の冷房能力は、通常運転時に対し運転開始後 7 時間までにおいて、能力低下が確認できる。この冷房能力低下は、本実験で用いた空冷ヒートポンプエアコンの冷媒制御がその制御範囲の狭いキャピラリチューブにより行われているため、蓄熱槽内熱交換器により冷媒ガスが過度に冷やされ、循環回路内冷媒ガス圧力の低下によるものと考えられる。蓄熱槽内水温の上昇にともない運転開始後 8 時間から運転終了 22 時間後までにおいては、その冷房能力を回復していることが確認できる。

排熱量の低減に関しては、通常運転時に対して、運転開始より 3 時間後まで室外機からの排熱が全くない状態であり、排熱量累積値では、運転開始 10 時間後で 32%、本実験の運転終了 22 時間後では 67% と運転時間を重ねることで、その低減割合は減少していくが十分な効果を確認できた。

本実験機の排熱回収運転時における性能評価を行う場合、「室内機冷却熱量」と「利用可能な排熱回収熱量」は、

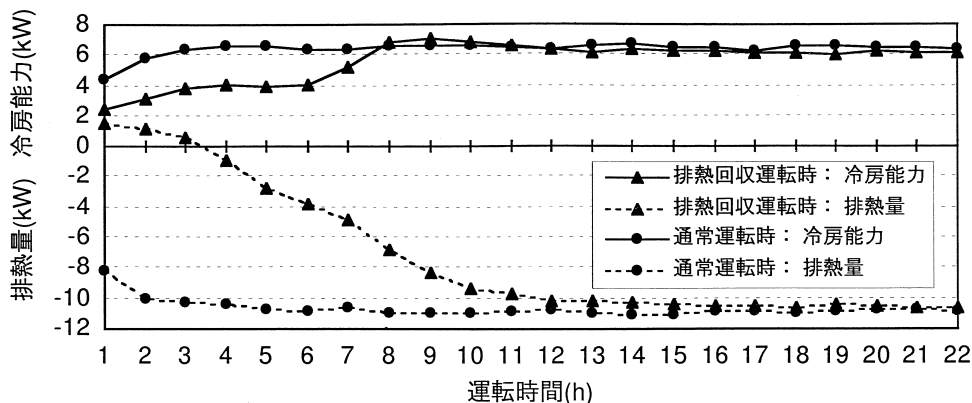


図 - 5 冷房能力および排熱量

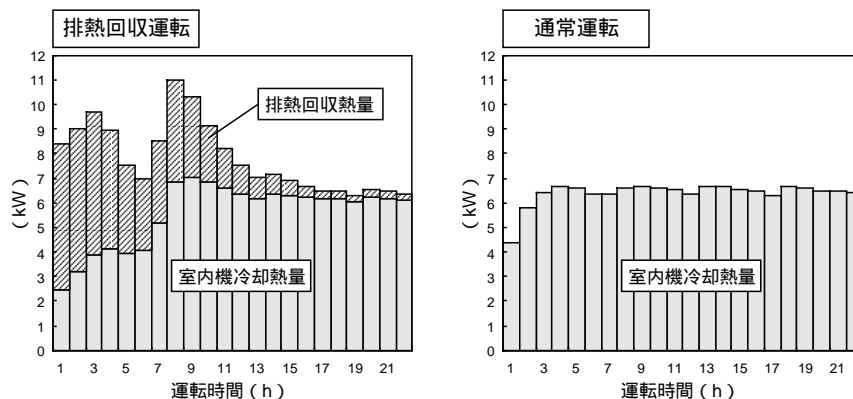


図 - 6 実験機生成熱量

合計して実験機生成熱量と考えることができる。排熱回収運転時と通常運転時における1時間当たりの実験機生成熱量を図 - 6 に示す。

本実験機における排熱回収運転時の総生成熱量累積値は、通常運転時に対して、運転開始1時間後が最も高い193%となり、運転開始10時間後で144%、本実験の運転終了22時間後では122%と運転時間を重ねることで、その割合が減少するが「排熱回収を行う省エネルギー機器」としては十分な効果を確認できた。

排熱回収運転時と通常運転時における1時間当たりのエアコン消費電力を図 - 7 に示す。

通常運転時の消費電力は、約3.1kWと一定の値であるが、排熱回収運転時の消費電力は、通常運転時に対し運転開始後7時間後までにおいて低い値となる。この消費電力の低減は、冷凍サイクルにおける冷媒ガス圧力の低下にともなう、圧縮機仕事の低減によるものであると考えられる。

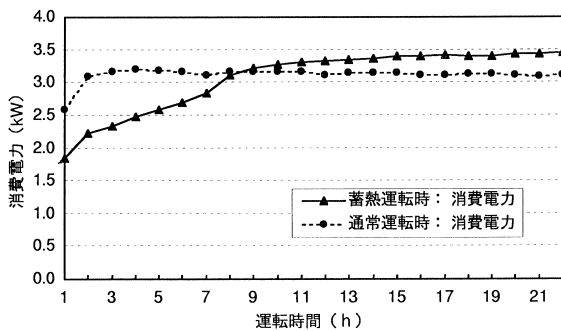


図 - 7 消費電力

本システムの温水生成能力は、前記したように熱交換に用いる冷媒ガス温度が約55 程度と、温熱源としては低い温度となるため、生成温水(蓄熱槽内温水)の温度上昇にともない、その能力が減少する。また、本運転実験においては、蓄熱槽内の水の入れ替えを行っていないために、運転時間の経過にともない排熱回収熱量が著しく減少することになる。このような本実験機の能力を比較するために、総生成熱量累積値を消費電力量の熱量換算値で割った値とする、成績係数(COP)を用いるこ

ととする。

排熱回収運転時と通常運転時における成績係数(COP)を図 - 8 に示す。

本実験機の成績係数は、総生成熱量累積値の比較と同様に、通常運転時に対して、運転開始1時間後が最も高い2.69倍となり、運転開始10時間後で1.67倍、本実験の運転終了22時間後では1.24倍と十分な効果を確認できた。

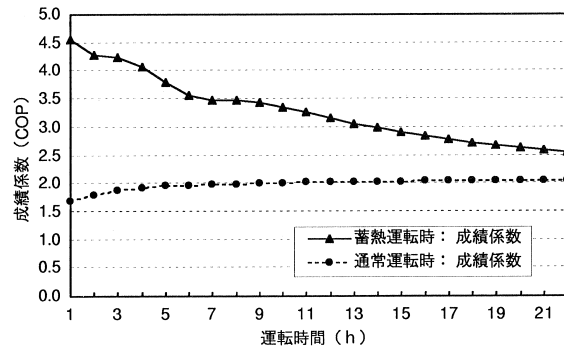


図 - 8 成績係数

5. まとめ

空冷ヒートポンプエアコンを用いた試作システムの運転実験により以下の所見が得られた。

本試作機冷房運転により、蓄熱水槽に最大50.9 の温水を生成することができ、本システムによる温水生成の上限値が約50 程度であると確認できた。

本試作機排熱回収運転による総生成熱量累積値は、通常運転時に対して、最大値で193%、最小値で122%と「省エネ型設備機器」として十分な効果を確認できた。

上記のように、本試作機の運転実験結果は概ね良好であったが、蓄熱水槽での冷媒過冷却による冷房能力低下も確認された。本冷房能力低下は、冷凍サイクルにおける膨張弁を、冷媒圧力制御がある程度可能な「温度自動膨張弁」等に変更することで、解消できると考えられるが、今後は最も安価な解決方法を模索する予定である。