

# 二次冷媒に水(水・水蒸気)を用いたヒートポンプ加熱システム

## 第1報—試作・実験・実測

柴 芳 郎<sup>\*1</sup> 山 内 智 裕<sup>\*2</sup>  
谷 藤 浩 二<sup>\*3</sup> 長谷川 達 也<sup>\*4</sup>

二次冷媒に水(水・水蒸気)を用いたヒートポンプ加熱システムを試作し実験を行った。この加熱システムはヒートポンプを加熱源とし、二次冷媒として圧力が大気圧未満で温度が100°C未満の水(水・水蒸気)を利用するシステムである。二次冷媒としての水(水・水蒸気)は地球温暖化影響がなく、ポンプ動力が不要である。また、ヒートポンプ用冷媒として自然冷媒を利用できるため地球温暖化影響を小さくすることが可能である。実験の結果、この装置は連続運転が可能であることを確認した。また、空気混入率、水頭、熱源温度、室温に相当する温度を変化させたときのこのシステムの性能の変化を調べた。

キーワード：蒸気加熱・ヒートポンプ・実験・実測

### はじめに

近年、ヒートポンプに用いられる冷媒としてフルオロカーボン系冷媒に代わり、オゾン層破壊係数(ODP)がゼロであり、地球温暖化係数(GWP)が小さい二酸化炭素や炭化水素、アンモニアなどの自然冷媒が注目されている<sup>1)</sup>。

しかし、それらの自然冷媒は高圧や毒性、可燃性などの問題があるため、冷媒を室内に取り込む直接膨張方式のヒートポンプシステムは危険であり、ブライン等の二次冷媒を用いる間接式システムが一般的である。

また、暖房・給湯用の熱源として用いられるボイラーは化石燃料を消費し、二酸化炭素を大気に放出することから地球温暖化影響が懸念されるが、太陽光、風力、地熱などの自然エネルギー発電が利用できる電気式ヒートポンプは地球温暖化影響を削減できる可能性がある。

本研究では、加熱装置として電気式ヒートポンプを用い、かつ二次冷媒として水(水・水蒸気)を用いる加熱システムを考案した。

水冷媒に関しては、水を一次冷媒として使う大規模冷却用途のターボ冷凍機が実用化されている<sup>2)</sup>ほか、過熱水蒸

気の食品・環境・材料・エネルギーへの利用や発生装置開発が行われている<sup>3)</sup>。またフルオロカーボンを二次冷媒とする自然循環型の蓄熱システムも検討されている<sup>4)</sup>。しかし、ヒートポンプで加熱し、水(水・水蒸気)を二次冷媒とするシステムについては、これまで考えられていない。

本研究のシステムでは、水を封入した真空の二次冷媒配管において、ヒートポンプで熱を加えることによって水を蒸発させる。そして、その水蒸気を暖房や給湯等の熱負荷へ送り、放熱することで凝縮させ、水に働く重力をを利用して循環させるというものである。すなわち、二次冷媒配管は真空式水蒸気配管である。二次冷媒配管には空気を含まない水のみを封入し、大気圧以下とすることで、ヒートポンプのような100°Cに達しない低温熱源であっても水を蒸発させることができとなる。

このシステムの特徴は以下のようである。

＜長所＞

1) 二次冷媒としての水(水・水蒸気)が、蒸発による密度の変化と、凝縮後の水に働く重力により循環するため、循環させるためのポンプのような搬送動力が不要である。水熱源ヒートポンプチラーや空気熱源ヒートポンプチラーは液体の水による熱搬送となるのでポンプ動力が必要であ

\*1 ゼネラルヒートポンプ工業(株)開発部 正会員

\*2 名古屋大学大学院工学研究科

\*3 ゼネラルヒートポンプ工業(株)開発部

\*4 名古屋大学エコトピア科学研究所

るため、その点については本システムに優位性がある。

- 2) ヒートポンプの冷媒を自然冷媒とし、二次冷媒として水（水・水蒸気）を用いれば、地球温暖化係数の高いフルオロカーボンを用いないヒートポンプ加熱システムが構築できる。また、ヒートポンプとしてフルオロカーボン冷媒を用いても、二次側配管が水冷媒であるので、直接膨張方式のヒートポンプシステムと比べるとフルオロカーボンの充填量を少なくすることができる。
- 3) 二次冷媒配管内はフロン系冷媒配管や水配管と異なり大気圧以下となるため、配管強度は小さくて済む。
- 4) ヒートポンプを用いるので低温排熱、地中熱、海水などの未利用エネルギーを利用できる。

＜短所＞

- 1) 水蒸気は、低温低圧となると密度が小さくなるため、加熱用に対して冷却用は、水蒸気の循環流量がかなり大きくなり、同じ蒸気管を用いた場合配管抵抗が大きくなる。ただし、蒸気配管の口径を大きくすればこの問題を解決できる。
- 2) 二次冷媒システムなので直接膨張方式のヒートポンプシステムに比べれば熱交換が1回多いため、その分全体の効率は低下する。

本研究では、このシステムの実験装置を試作して、このシステムが運転可能であるか検証し、各種条件における性能の評価を行った。

## 1. 記号

$T$	温度	[°C]
$P$	圧力	[MPa]
$\rho$	密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$h$	比エンタルピー	[kJ/kg]
$W$	圧縮機の消費電力	[kW]
$Q$	交換熱量	[kW]
$M$	分子量	[kg/mol]
$w$	質量	[kg]

## (添え字)

$cn$	：凝縮器
$ev$	：蒸発器
$cm$	：圧縮機
$in$	：入口
$ht$	：加熱
$sat$	：飽和
$wt$	：水（水・水蒸気）
$rf$	：冷媒（R134a）
$a$	：空気

## 2. ヒートポンプ用冷媒の比較検討

二次冷媒として水（水・水蒸気）を使用する本システムに関して、ヒートポンプ用冷媒の性能の比較を行った。計算条件は、凝縮温度を80°C、蒸発温度を10°C、加熱度を10°C、過冷却度を20°Cとし、圧縮過程は断熱圧縮とした。また、各冷媒の物性の計算にはNISTによって開発されたREFPROP Ver.7.0<sup>5)</sup>を用いた。すべての冷媒において、単段サイクルの性能を比較している。計算結果を表-1に示す。ただし、冷媒R744（CO<sub>2</sub>、二酸化炭素）のように臨界温度が80°C未満の冷媒は含まれない。

R22は従来の冷凍・空調用で用いられてきた冷媒であり、オゾン層破壊影響（ODP=0.055）及び地球温暖化影響（GWP=1700）がある。R22以外の冷媒はすべてODPが0の冷媒であるが、自然冷媒以外の代替冷媒（R134a, R407C, R410A）ではGWPは大きな値となっている。

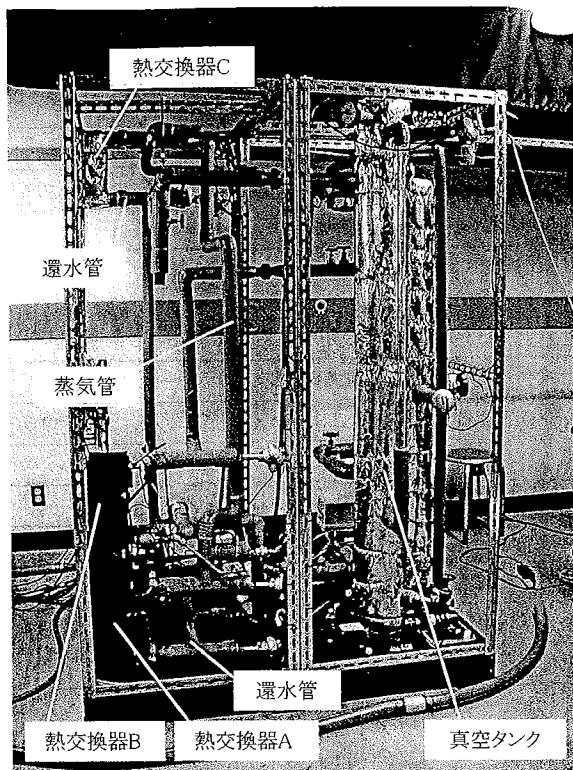
R22の場合、凝縮圧力 $P_{cn}$ は3.7MPa、圧縮比 $P_{cn}/P_{ev}$ は3.7、圧縮機吸入冷媒密度 $\rho_{cm,in}$ は27.3kg/m<sup>3</sup>、凝縮器放熱比エンタルピー差 $\Delta h_{rf, cn}$ は185kJ/kg、単位圧縮機押しのけ量当たりの凝縮器放熱量（能力） $\rho_{cm,in} \Delta h_{rf, cn}$ は5045.9kJ/m<sup>3</sup>となつた。

R134aは、R22に比べて圧力は低く、圧縮比は高く、密度は小さくなる。一方、COPはほぼ同等であったが、エンタルピー差が比較的小さいため、能力（ $\rho_{cm,in} \Delta h_{rf, cn}$ ）は低

表-1 二次冷媒に水（水・水蒸気）を用いたヒートポンプ加熱システムに用いるヒートポンプ用冷媒の比較検討

冷媒	GWP	$P_{cn}$ [MPa]	$P_{cn}/P_{ev}$	$\rho_{cm,in}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta h_{rf, cn}$ [kJ/kg]	$\rho_{cm,in} \Delta h_{rf, cn}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	COP	備考
R22	1700	3.7	5.4	27.3	185	5045.9	4.1	ODP=0.055
R134a	1300	2.6	6.4	19.2	167	3207.6	4.2	-
R407C	1650	4.2	5.4	32.2	169	5450.7	4.1	-
R410A	1980	4.9	4.5	39.1	176	6873.7	4.0	-
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3	3.1	4.9	13.1	315	4114.2	4.1	可燃性
NH <sub>3</sub>	0	4.1	6.7	4.6	1321	6126.6	4.2	毒性、弱燃性

注 凝縮温度:80°C、蒸発温度:10°C、過熱度:10°C、過冷却度:20°C



くなる。R407C, R410A は R22 とほぼ同じ能力である。自然冷媒である R290 (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, プロパン) は GWP が非常に低いが強燃性である。R22 と比較して密度は小さいが、エンタルピー差が大きいため、能力は同等であり、COP も同等である。R717 (NH<sub>3</sub>, アンモニア) は GWP が 0 であ

るが毒性と微燃性がある。R22 と比較すると圧縮比が高く、密度はかなり小さいが、エンタルピー差が大きいため、能力は同等であり、COP は同等である。

本実験ではヒートポンプ用冷媒として、表 1 の中で凝縮圧力  $P_{ch}$  が最も低い R134a を用いた。

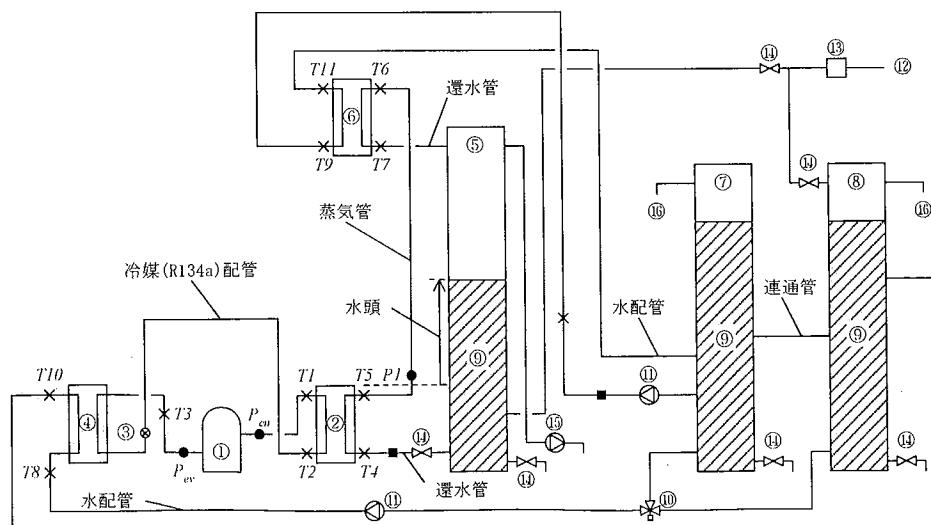
### 3. 実験方法

実験装置を図-1, 写真-1 に示す。熱交換器 A, B, 圧縮機, 膨張弁からなる経路がヒートポンプであり、熱交換器 A が凝縮器、熱交換器 B が蒸発器となる。また、熱交換器 A, 熱交換器 C, 真空タンク, 二次冷媒配管(蒸気管, 還水管)からなる経路が二次冷媒系統である。

圧縮機(表-2)は定格出力 1kW であり、熱交換器 A, B, C はすべてブレージングプレート式熱交換器を使用した(表-3)。

本実験では熱量計測を容易にするため、ヒートポンプの蒸発器と、蒸気の凝縮器には水を流している。

実験手順は、以下の通りである。まず、真空タンクに所定量の水を封入し、真空ポンプを用いて十分に二次冷媒配管内を脱気する。脱気の完了後に真空ポンプを停止し空気が逆流しないようにバルブも閉止する。二次冷媒配管は密閉配管なので計測中に空気が混入することはない。次に、熱交換器 B と熱交換器 C にそれぞれ一定温度の水を流し、圧縮機を稼動させることにより、ヒートポンプ側の冷媒(R134a)は熱交換器 B で蒸発して熱交換器 A で凝縮するとともに、二次冷媒側の水冷媒は熱交換器 A で蒸発して熱交換器 C で凝縮する。このように、熱交換器 A において冷



①圧縮機 ②熱交換器 A(凝縮器) ③膨張弁 ④熱交換器 B(蒸発器) ⑤真空タンク ⑥熱交換器 C ⑦温水タンク ⑧冷水タンク ⑨水  
⑩比例三方弁 ⑪ポンプ ⑫補給水 ⑬フィルタ ⑭二方弁 ⑮真空ポンプ ⑯溢れ管 ■流量計 ●圧力計 ×熱電対

図-1 実験システム

媒 (R134a) の潜熱と水の潜熱を含めた熱交換が行われる。システム全体としては、熱交換器 B で外部から熱を奪い、熱交換器 C で外部に熱を放熱することになる。したがってシステム内の熱損失がないと仮定すれば、ヒートポンプで生成されるエネルギーは二次冷媒側で利用できるエネルギーに等しい。

$$Q_{rf,ev} + W = Q_{rf,cn} = Q_{wt,ev} = Q_{wt,cn} \quad \dots \dots (1)$$

実験では、運転が十分安定した後、熱交換器 C に流入する水蒸気の温度  $T_6$  と熱交換器 B に流入する熱源となる水の温度  $T_8$  がそれぞれ設定温度を  $\pm 1^\circ\text{C}$  以内になるようにして、性能測定を 60min 行い、その平均値を用いた。測定は温度、圧力、消費電力、流量について行った。

熱交換器 B と熱交換器 C にそれぞれ一定温度の水を流すためには以下のような操作を行う。冷水タンク、温水タンクの水を比例三方弁で混合させた水をポンプによってヒートポンプの蒸発器 (熱交換器 B) に熱源水として一定温度で流し、冷水タンクに戻すとともに、温水タンクの水を蒸気の凝縮器 (熱交換器 C) にポンプにより循環させる。この時、温水タンクは熱交換器 C より熱をもらうので、温水タンクの温度を一定に保つために、補給水を冷水タンクに流して連通管より温水タンクに冷水を流入させ、さらに、温水タンクと冷水タンクの水位が変化しないように温水タンクより補給水の注入量と同じ流量で水を排水させる。

また、熱交換器 A と C の高低差は 1 700mm であり、蒸気管の長さは 3 300mm、蒸気配管の内径は 20mm である。また、真空タンクには目視できる水位計が付いており、真空タンクの水位と熱交換器 A の上面との高低差 (以後この値を水頭と呼ぶ) を補給水の注入または排水により任意に変化させることができる。

#### 4. 実験結果と考察

##### 4.1 運転試験

本システムの運転試験結果のデータを表-4 に示す。温度  $T_1$ ～ $T_9$ 、圧力  $P_1$ 、 $P_{cn}$ 、 $P_{ev}$  の測定箇所は図-1 に対応している。消費電力  $W$  は圧縮機の消費電力であり、熱交換量  $Q_{wt,cn}$  は熱交換器 C を流れる水が受け取った熱量である。COP はこの熱交換量を消費電力で除したものである。

$$\text{COP} = Q_{wt,cn}/W \quad \dots \dots (2)$$

ここで、熱交換量  $Q_{wt,cn}[\text{kW}]$  は熱交換器 C の水配管側の流量 [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]  $\times$  ( $T_{11}$  地点の比エンタルピー [ $\text{kJ/kg}$ ] -  $T_9$  地点の比エンタルピー [ $\text{kJ/kg}$ ])  $\times$   $79$  地点の密度 [ $\text{kg/m}^3$ ]  $/ 3600 \text{ s}$  として計算した。ここで、水配管内の圧力を大気圧 (0.1 MPa) と仮定し、REFPROP Ver.7.0 により比エンタルピーと密度を求めた。

図-2 はこのときの熱交換器 A におけるヒートポンプ内の冷媒 (R134a) と二次冷媒配管中の水 (水・水蒸気) の

表-2 実験機で使用した圧縮機

形式	全密閉往復動式
冷媒	R134a
押しのけ量 [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	6.9
大きさ [mm]	283(奥行き) $\times$ 168(幅) $\times$ 286(高さ)
重量 [kg]	23

表-3 実験機で使用した熱交換器 (A, B, C 共通)

形式	プレーティングプレート式熱交換器
プレート材質	SUS316
ろう材材質	銅
伝熱面積 [ $\text{m}^2$ ]	0.6
プレート間隔 [mm]	2.34
プレート厚さ [mm]	0.40
大きさ [mm]	127(奥行き) $\times$ 117(幅) $\times$ 287(高さ)
重量 [kg]	6.3

表-4 実験システム計測結果

##### ヒートポンプ

$T_1$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_2$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_3$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$P_{cn}$ [MPa]	$P_{ev}$ [MPa]	$T_{rf,sat}$ [ $^\circ\text{C}$ ]
74.8	50.4	15.9	1.44	0.438	53.6

##### 二次冷媒

$T_4$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_5$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_6$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_7$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$P_1$ [MPa]	$T_{wt,sat}$ [ $^\circ\text{C}$ ]
37.9	46.9	42.7	35.0	0.00712	39.3

##### システム性能

$T_8$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_9$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{10}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{11}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$W_{cn}$ [kW]	$Q_{wt,cn}$ [kW]	COP
20.0	35.0	17.9	38.7	1.21	4.63	3.84

※熱交換器 C の水配管側の流量:  $1.09 \text{ m}^3/\text{h}$

温度変化を示している。横軸は熱交換器の全熱交換量を 100% として冷媒と水それぞれの過熱ガス、飽和ガス、飽和液、過冷却液のエンタルピー差から求めた比率である。図中には冷媒と水 (水・水蒸気) の熱交換器入口と出口の過熱ガスと過冷却液 (0% と 100%) の比エンタルピー値を示した。冷媒と水 (水・水蒸気) の潜熱-潜熱熱交換率 ( $h_{rf,2} - h_{rf,3})/(h_{rf,1} - h_{rf,4})$ ) が 83%、冷媒過熱ガス-水潜熱熱交換率 ( $h_{rf,1} - h_{rf,2})/(h_{rf,1} - h_{rf,4}) - (h_{wt,1} - h_{wt,3})/(h_{wt,1} - h_{wt,4})$ ) が 14% を占めており、潜熱-潜熱熱交換が支配的である (ここで添え字の数字は図-2 の数字に対応)。冷媒の飽和温度と水の飽和温度の差は  $14.3^\circ\text{C}$  であった。

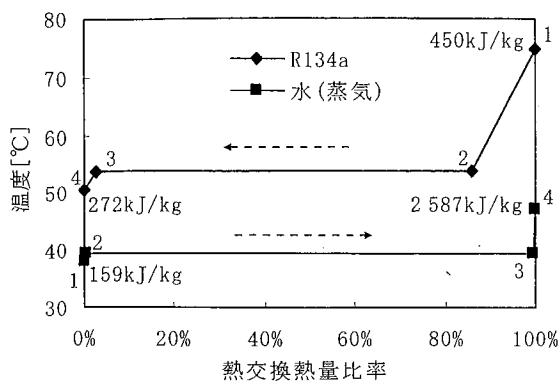


図-2 冷媒-水(水・水蒸気)熱交換

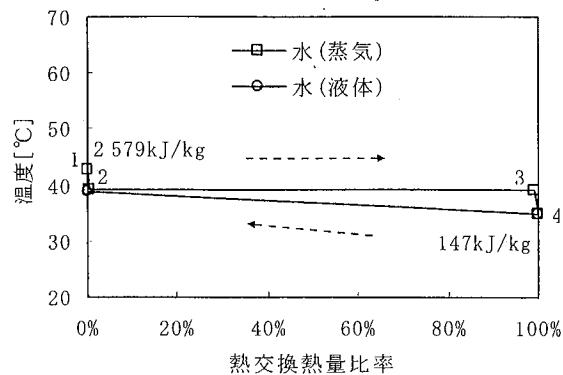


図-3 水(水・水蒸気)-水(液体)熱交換

二次冷媒に関しては、熱交換器 A における発生蒸気は過熱度( $T_5 - T_{wt, sat}$ )が 7.6°C の過熱蒸気となった。また、熱交換器 C の入口温度  $T_6$  は  $T_5$  から 4.2°C 温度が下がったものの、飽和蒸気温度  $T_{wt, sat}$  までは下がっていないため、蒸気配管の途中で水蒸気が凝縮せずに熱交換器 C まで到達したことがわかる。

図-3 は図-2 と同様な形で熱交換器 C における二次冷媒配管中の水(水・水蒸気)と放熱水の温度変化を示している。水潜熱-水顯熱熱交換率( $h_{wt,2} - h_{wt,3}$ )/( $h_{wt,1} - h_{wt,4}$ )が 99%、水過冷却液-水顯熱熱交換率( $h_{wt,3} - h_{wt,4}$ )/( $h_{wt,1} - h_{wt,4}$ )が 1% であり、潜熱-顯熱熱交換が支配的である(ここで添え字の数字は図-3 の数字に対応)。平均温度差は約 2.5°C であり、熱交換器 A と比べると温度差がかなり小さい。

熱交換器 A と C は全く同じ熱交換器で、熱交換量もほぼ同じなので、熱交換器の熱通過率について、水の蒸発を行う熱交換器 B よりも水蒸気の凝縮を行う熱交換器 C の方が高いことがわかる。

ただし、ヒートポンプチラーにおける冷媒-水熱交換器の平均温度差は 5~10°C で設計されるのが普通である。熱交換器 A において冷媒と水(水・水蒸気)の熱交換における冷媒の飽和温度と水の飽和温度の差は 14.3°C だったため、

当システムは冷媒と水(水・水蒸気)の熱交換における温度ロスが大きいと言える。従って当システムを実用化するためには冷媒と水(水・水蒸気)の熱交換の効率を高める必要がある。そのためには、熱交換器をより適した形状、大きさにすることによって改善できると考えられる。特に、水の蒸発に適した熱交換器の検討が必要である。

また、 $T_8$  が 20.0°C、 $T_9$  が 35.0°C、加熱出力が 4.63kW、COP が 3.84 であり、システムとして加熱の機能を果たしていることがわかった。これは、例えば食品工場などで、低温排熱を利用して 20.0°C(78)の熱源水を用い、当システムにより対象の液体を加熱して 35.0°C(79)に保つというプロセスが想定できる。

#### 4.2 空気濃度の影響

二次冷媒配管内に空気が漏れた場合の影響を調べるために、二次冷媒配管を十分に脱気した後、空気を加え、空気の割合を変化させて実験を行った。このときの実験条件は  $T_8$  を 20°C、 $T_9$  を 35°C、水頭を 530mm とした。

ここで、空気が混入した二次冷媒配管中の気体は湿り空気(完全気体である乾き空気と水蒸気の混合気体)として扱う<sup>6)</sup>と、水蒸気、乾き空気、湿り空気(添え字なし)が同じ温度条件の場合の湿り空気中の乾き空気の割合は、

$$\frac{w_a}{w} = \frac{P_a}{P} \cdot \frac{M_a}{M} = \frac{P - P_{wt}}{P} \cdot \frac{M_a}{M} \quad \dots \dots (3)$$

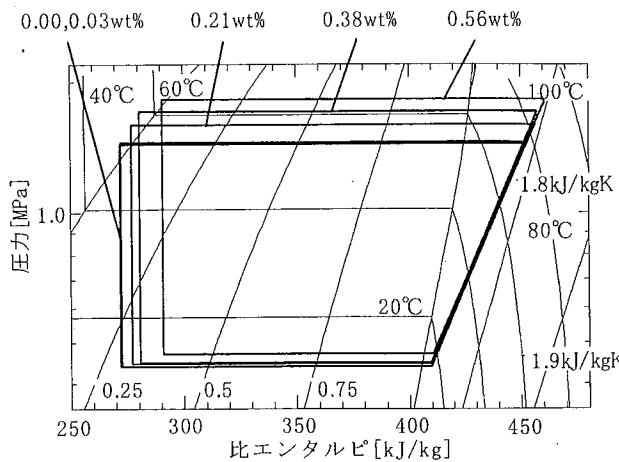
となるが、空気の混入が微小の場合( $w_a \ll w_{wt}$ )は、 $M \approx M_w$  とみなせるので、湿り空気中の乾き空気の割合(配管中の空気の割合、空気混入率)は、

$$\frac{w_a}{w} = \frac{P - P_{wt}}{P} \cdot \frac{M_a}{M_{wt}} = 1.61 \frac{P - P_{wt}}{P} \quad \dots \dots (4)$$

となる。したがって、同じ温度においての飽和水蒸気と微小な空気が混じった水蒸気(湿り空気)の圧力を計測することにより空気混入率を求めた。

空気の割合を変化させた場合のヒートポンプのサイクルを示す  $P-h$  線図を図-4 に、COP の変化の様子を図-5 に示す。なお、図-5 には実験値と併せて、図-4 の  $P-h$  線図から求めた COP も示している。二つの COP の値は異なっているが、これは蒸気配管の熱損失の影響と冷媒の圧力計では圧縮機の吸込口や吐出口の圧力損失を反映できなかったためであることが考えられ、同様の傾向は図-7、図-9、図-11においても見られる。

試験の結果、空気濃度が上昇すると図-5 のように COP は大きく減少した。これは以下の理由が考えられる。空気濃度が上昇すると二次冷媒配管中の圧力が上昇し、水の飽和蒸気温度が上昇するため、ヒートポンプの凝縮温度上昇を招く。そのため、空気濃度が増加すると、圧縮仕事



注 0.00 wt%と0.03 wt%の線図は重なっている

図-4 各空気混入率におけるP-h線図

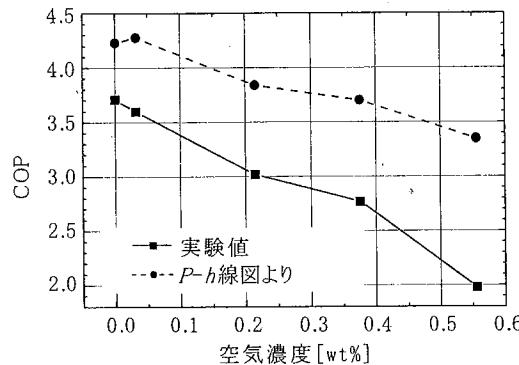


図-5 空気混入率とCOP

は増加する。さらに、空気が混入することにより熱交換器Cにおける水蒸気の凝縮が阻害され能力低下となる。

#### 4.3 水頭の影響

水頭を変化させた場合の熱交換器Aからの発生水蒸気温度  $T_5$  及び、飽和水蒸気温度の変化の様子を図-6、COPの変化の様子を図-7に示す。実験条件は前節と同様に  $T_8$  は20°C、 $T_9$  は35°Cである。

水頭が280mm以下では大きくCOPが低下した。これは、水頭が低下したことで真空タンクから熱交換器Aへの水の供給が少なくなり、ヒートポンプ内の熱交換器Aでは水の蒸発潜熱の熱交換よりも、過熱水蒸気との熱交換が多くなり、熱交換器Aの熱通過率が減少してヒートポンプの凝縮温度（圧力）が上昇したためである。冷媒の凝縮圧力が上昇すると圧縮機吐出温度も上昇するため、図-7のように水蒸気温度  $T_5$  は飽和水蒸気温度よりもかなり高くなつたと考えられる。

また、水頭が400mmのときにCOPは最も高く、それを超えるとCOPは若干低下した。これは、水頭が上昇したこ

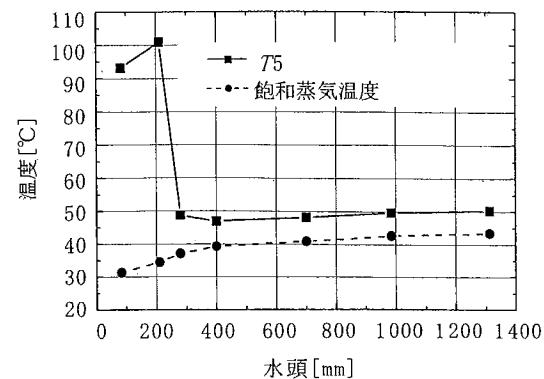


図-6 水頭と飽和水蒸気温度

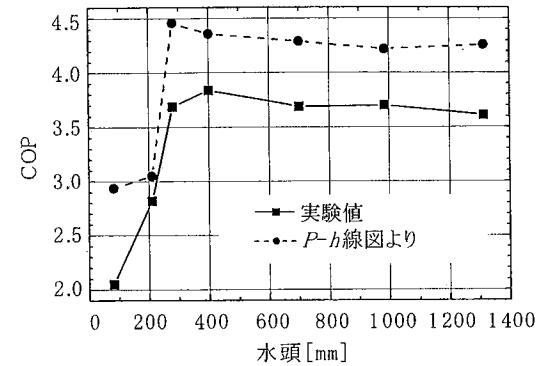


図-7 水頭とCOP

とで、熱交換器Aでの水の圧力が上昇し、それに伴って飽和水蒸気温度が上昇するためであると考えられる。しかし、この影響は水頭が低い場合と比較して軽微である。これまでに示した運転試験や空気混入の実験では400mmより高い550mmの水頭で実験を行っていた。

#### 4.4 热源温度の影響

熱源水入口温度 ( $T_8$ ) を変化させてその影響を調べた。実験条件としては  $T_9$  を35°Cに固定し、水頭を560mmとした。

$T_8$  を変化させた場合のP-h線図上のヒートポンプサイクルの変化を図-8に、蒸気加熱システムのCOPの変化の様子を図-9に示す。図-8を見ると、 $T_8$  の上昇に伴って蒸発温度は上昇、圧縮仕事は減少して、熱交換量が増加していることがわかる。このため、図-9に示されるように、 $T_8$  の上昇に伴ってCOPが上昇している。これは通常のヒートポンプと同様の挙動である。

なお、 $T_8$  が30°Cの時はP-h線図の挙動が異なつていて、これは膨張弁のMOP (Maximum Operating Pressure) の規制が働き、膨張弁の絞りが大きくなつたからであると考えられる。MOPとは、ガス封入式温度式自動膨張弁の場合、感

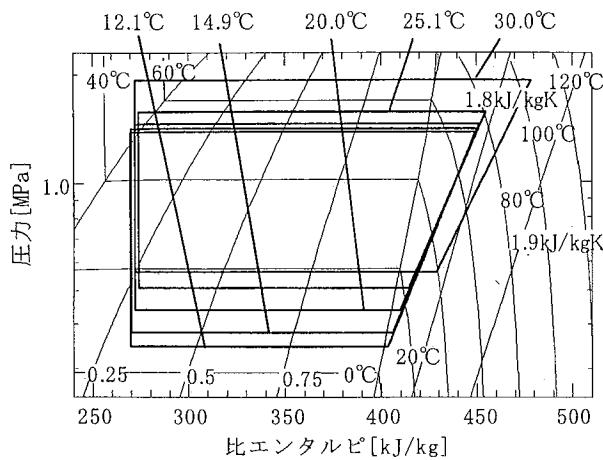


図-8 热源温度( $T_8$ )の違いによるP-h線図

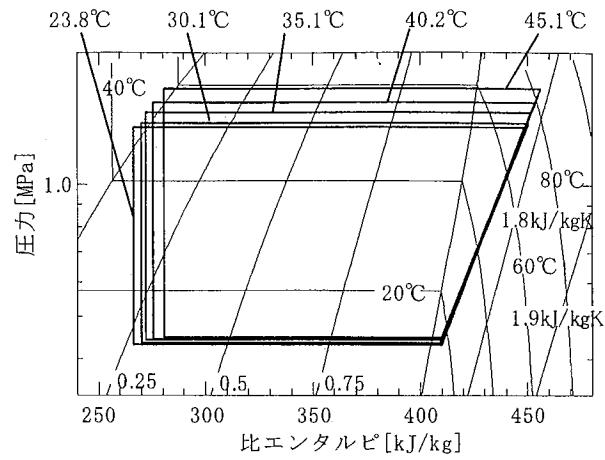


図-10 負荷側温水入口温度 $T_9$ とP-h線図

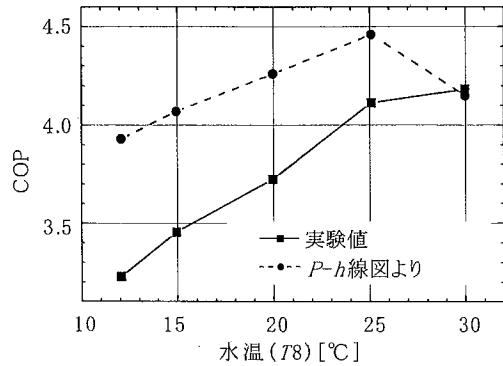


図-9 热源温度( $T_8$ )とCOP

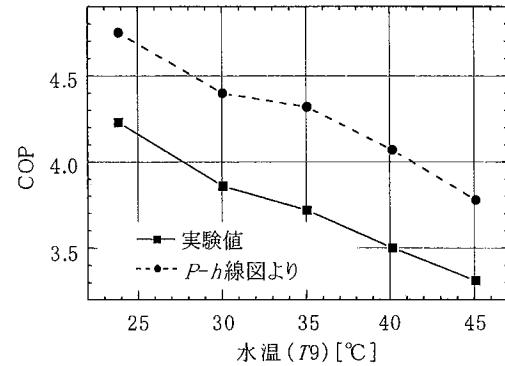


図-11 負荷側温水入口温度 $T_9$ とCOP

温筒中の冷媒がある温度(実験で用いた膨張弁では20°C)以上となって全て蒸発し、過熱ガスとなるときの圧力のことである。

$T_8$ が12~30°C、 $T_9$ が35°Cにおいて本システムのCOPが3.2~4.2であり、燃焼方式の蒸気ボイラーと比べて本システムは省エネルギーとなることが期待できる。

#### 4.5 負荷側温度の影響

負荷側温水入口温度 $T_9$ を変化させて負荷側温度の影響を調べた。実験条件は $T_8$ が20°C、水頭は560mmである。

$T_9$ を変化させた場合のP-h線図上のヒートポンプサイクルの変化を図-10に、本システムのCOPの変化の様子を図-11に示す。図-10より、 $T_9$ の上昇に伴って凝縮温度は上昇、圧縮仕事は増加して交換熱量が減少していることがわかる。そのため、図-11に示されるように、室温の上昇に伴ってCOPは低下する。これも通常のヒートポンプと同様の挙動である。

$T_8$ が20°C、 $T_9$ が24~45°Cにおいて本システムのCOPが3.3~4.2であり、前節と同様に燃焼方式の蒸気ボイラーと比べて本システムは省エネルギーとなることが期待でき

る。

ここで、 $T_9$ を45°C以上にできるかどうかを検討する。ヒートポンプの凝縮温度としては圧縮機として使用できる凝縮温度の範囲内にする必要がある。本実験で使用した圧縮機の最大使用可能凝縮温度は70°C程度となっている。図-10において $T_9$ が45.1°Cの時の凝縮温度は60°C弱となっており、単純に温度差だけで考えれば $T_9$ は55°C程度までは運転が可能である。ただし、図-8における熱源温度 $T_8$ が30.0°Cの時や、図-4における空気混入率が0.56wt%の時はすでに凝縮温度が約70°Cとなっているので、条件によっては $T_9$ の温度を上げることができない。また、冷媒-水(水・水蒸気)熱交換器の最適化を行い、熱交換器の温度差を縮めることによって、凝縮温度を下げ、 $T_9$ の温度の上限温度を上げることができると考えられる。

#### 5. 結論

本論文では、二次冷媒として水(水・水蒸気)を用いるヒートポンプ加熱システムの運転試験を行い、性能の評価を行った。その結果、以下の知見を得た。

- 1) ヒートポンプ加熱装置の二次冷媒として水（水・水蒸気）を用いて熱を搬送する実験を行い、システムとして連続運転が可能であることを確認した。
- 2) 本システムの計測の結果、種々の条件において COP が 3 を超えており、本システムは燃焼方式の蒸気ボイラーと比べて省エネルギーとなることが期待できる。
- 3) 蒸気発生時の熱交換は冷媒の潜熱と水（水・水蒸気）の潜熱の熱交換が支配的であり、室内に対応する蒸気凝縮による熱交換では水の潜熱と水の顯熱の熱交換が支配的である。また、水の凝縮と蒸発で同じプレート式熱交換器を用いたところ、凝縮の方が性能が良いことがわかった。
- 4) 二次冷媒配管中の空気の濃度が増加するほど、COP が低下することを確認した。
- 5) 真空タンクの水頭は最適値が存在することを確認した。
- 6) 热源温度、負荷側温度変化により COP が変化する様子は通常のヒートポンプと同様の挙動を示した。

今後は、冷媒-水（水・水蒸気）熱交換器の最適化などによる高効率化の検討を行うとともに、コスト比較、環境影響の調査、運用方法の検討など、実用化の可能性を検討する予定である。また、実際に自然冷媒をヒートポンプ用冷媒として用いることを検討し、CO<sub>2</sub>などの超臨界冷媒と水（水・水蒸気）との熱交換についても検討する余地がある。また、蒸気管の口径を大きくすれば冷却用にも利用できる可能性がある。

### 謝辞

本研究の遂行にあたり、多くのご協力をいただいた元名古屋大学大学院生高津昌宏氏に感謝の意を表します。

### 参考文献

- 1) (財)ヒートポンプ・蓄熱センター編・飛原英治監修：ノンフロン技術—自然冷媒の新潮流(2004), pp. 10~12, オーム社
- 2) 本郷 賢：水蒸気圧縮冷凍機、冷凍, Vol. 77(2002), pp. 891 ~902, 日本冷凍空調学会
- 3) 鈴木 寛一ほか：過熱水蒸気技術集成(2005), p. 3, NTS.
- 4) 宇高義郎ら：冷媒の自然循環・気液相変化直接接触伝熱を利用する密閉容器内水蓄熱の研究、冷凍, Vol. 64(1989), pp. 1206~1210, 日本冷凍空調学会
- 5) Lemmon, E. W., et al., NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP, Ver. 7.0, NIST Standard Reference Database 23 (2002), National Institute of Standards and Technology.
- 6) 空気調和・衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧、第 13 版 1(2001), pp. 72~76

(2007 年 10 月 10 日 原稿受付)

## Steam heating system using heat pump

### Part 1—Experiment and Measurement of Prototype

by Yoshiro SHIBA <sup>\*1</sup>, Tomohiro YAMAUCHI <sup>\*2</sup>, Koji TANIFUJI <sup>\*3</sup> and Tatsuya HASEGAWA <sup>\*4</sup>

**Key Words:** Steam Heating, Heat Pump, Experiment, Measurement

**Synopsis :** A steam heating system using heat pump is designed and experimentally evaluated. The water (steam) used as a secondary coolant has a small global warming impact and evaporation and condensation of water easily convey the coolant without pump power. The heating system has a smaller global warming influence when a natural refrigerant is adopted for the heat pump. Performance of the system is evaluated by changing concentration of air in the steam heating system, height of water

head, temperature of heat source and load temperature. The system could be operated continuously, and there was an optimal height of water head. COP increased with increasing temperature of heat source and decreasing load temperature as shown in conventional heat pump systems. On the other hand, COP decreased with increasing air concentration in the steam pipe.

(Received October 10, 2007)

<sup>\*1</sup> Development Division, Zeneral Heatpump Industry Co., Ltd.,  
Member

<sup>\*2</sup> Graduate School of Engineering, Nagoya University

<sup>\*3</sup> Development Division, Zeneral Heatpump Industry Co., Ltd.

<sup>\*4</sup> EcoTopia Science Institute, Nagoya University