R22/R114 系混合冷媒を用いたヒートポンプシステムに関する研究*

(第1報, 組成および熱源条件が成績係数に及ぼす影響)

高松 洋^{*1}, 小山 繁^{*1}, 池上 康之^{*2}
加茂川 丈巳^{*3}, 屋良 朝康^{*1}, 藤井 哲^{*1}

Heat Pump System with R 22/R 114 Mixtures as Working Fluid

(1st Report, Effects of Refrigerant Composition and Heat Source Condition on COP)

Hiroshi TAKAMATSU, Shigeru KOYAMA, Yasuyuki IKEGAMI,
Takemi KAMOGAWA, Tomoyasu YARA and Tetsu FUJII

The performance of a heat pump system is tested using an R 22/R 114 refrigerant mixture of 0, 50, 75 and 100 mol% R 22 as the working fluid. Double pipe counterflow heat exchangers of 12 m in length with a smooth inner tube of 22.4 mm I. D. are used for the condenser and evaporator. The effects of inlet temperature, temperature change and flow rate of the heat source water and heat load on COP are clarified. The COP for the mixture is found to be lower than that for pure refrigerant because of the lower heat transfer coefficient in condenser and evaporator. However, a trial calculation shows that the COP of the mixture becomes higher than that of pure refrigerant in the case of a large change in the water temperature if the heat transfer coefficient is twice as large as that of the experimental value and the superheating of the refrigerant is zero at the exit of the evaporator.

Key Words: Heat Pump, Coefficient of Performance, Refrigerant Mixture, R 22, R 114, Experiment

1. 諸 言

ヒートポンプシステムの高性能化に関して, (1) ロレンツサイクルにより成績係数を高める, (2) 冷媒の組成調節により負荷に応じた制御を行う, (3) 熱源条件に応じて最適な組成の媒体を選択する, などの点から混合冷媒を作動媒体として用いることが考えられ, 上記(2)および(3)の観点から一部実用に供されている〔文献(1), (2)など〕。また, 今後特定フロンの代替物質として混合冷媒を利用する可能性もある。

混合冷媒を用いたヒートポンプの実験には, R 13 B 1/R 152 a を用いた Vineyard⁽³⁾, R 11/R 22, R 12/R 114, R 22/R 114 を用いた Kruse⁽⁴⁾, R 22/R 114 を用いた久保田ら⁽⁵⁾, R 12/R 13, R 22/R 114 を用いた Mulroy ら⁽⁶⁾ などがある。Vineyard は混合冷媒の組成変化による容量制御に関する実験を行ったが, 成績係数は必ずしもよくなっていない。Kruse は蒸発温度および凝縮温度が同一の条件で比較を行い混合冷媒の利

点を明らかにしているが, この比較法には伝熱性能が考慮されておらず適切でないと思われる。久保田らは, 伝熱面積および熱源水の温度変化が大きい条件の場合に単成分冷媒より高い成績係数を得ている。また, Mulroy らは流路が三つに分かれた特殊な伝熱管を有する蒸発器を用いた結果, 成績係数の極大値を得ている。

ヒートポンプシステムには目的に応じて種々の熱源条件が要求され, それにより最適な作動媒体が選択されなければならない。また, 混合冷媒を作動媒体として用いると単成分冷媒より凝縮器および蒸発器での伝熱性能が悪くなるため, 必ずしも熱力学的サイクル特性の改善により成績係数が増大するとはかぎらない。これに関して, 藤井ら⁽⁷⁾ は熱源の条件を与え, 凝縮器および蒸発器の伝熱面積と熱通過係数の積 FK を仮定したヒートポンプサイクルの計算を行い, FK の値が大きい場合には混合冷媒のほうが成績係数が大きくなることを示した。そこで, 本研究は実験により熱源条件および冷媒の組成が成績係数に及ぼす影響を明らかにすることを目的とし, 二重管向流式の熱交換器を用いた R 22/R 114 系混合冷媒ヒートポンプシステムの実験を行った。冷媒 R 114 は特定フロンの一種で近い将来その使用が禁止されるが, 伝熱特性も含めて混

* 平成元年6月2日 第26回日本伝熱シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 平成2年7月9日。

^{*1} 正員, 九州大学機能物質科学研究所 (〒816 春日市春日公園6-1)。

^{*2} 正員, 九州大学大学院 (〒816 春日市春日公園6-1)。

^{*3} 東洋エンジニアリング (〒273 船橋市東船橋6-12-10)。

合冷媒ヒートポンプシステムの基本特性を明らかにするためには、(1)各単成分冷媒の物性値が正確であること、(2)気液平衡などの混合冷媒の物性値に対する情報があること、(3)両冷媒の沸点差が比較的大きいこと、が必要であるため、R22/R114系混合冷媒を実験用動作媒体として選択した。

記 号

- c_p : 定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 F : 伝熱面積 m^2
 h : 比エンタピー kJ/kg
 L : 等エントロピー圧縮仕事 kW
 P : 圧力 MPa
 Q_c : 熱出力 kW
 s : 比エントロピー: $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 T : 温度 $^{\circ}\text{C}$
 W : 質量流量 kg/h または kg/s
 y : R22 のモル分率
 ΔT_m : 対数平均温度差 $^{\circ}\text{C}$
 ΔT_{sc} : 凝縮器熱源水の温度上昇 $^{\circ}\text{C}$
 ΔT_{sup} : 冷媒の蒸発器出口過熱度 $^{\circ}\text{C}$
 α_R : 冷媒側熱伝達係数 $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

添 字

- c : 凝縮器
 D : 過熱蒸気域と二相域の境界
 E : 蒸発器
 in : 入口
 m : 平均

- out : 出口
 R : 冷媒
 R_b : 冷媒バルク
 s : 熱源水
 W_i : 伝熱管内面

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置 図1に実験装置の系統図を示す。

装置は水を熱源とする圧縮式ヒートポンプで、冷媒は圧縮機(1)、油分離器(2)、補助加熱器(3)、凝縮器(4)、液溜(6)、質量流量計(7)、膨張弁(8)、蒸発器(9)、アキュムレータ(11)の順に循環し、ドライヤー(5)、過熱器(10)は本実験では使用していない。凝縮器および蒸発器へは、高温タンク(12)および低温タンク(13)よりそれぞれ熱源水が一定の温度、流量で供給される。圧縮機は $\phi 55\text{ mm}\times 49\text{ mm}\times 4$ 気筒の往復動式圧縮機(定格での排気量は $42\text{ m}^3/\text{h}$)であり、回転数は $300\sim 1800\text{ rpm}$ の間でインバータによって変えることができる。また、圧縮機のジャケットおよび圧縮機油は水により冷却されている。図2に凝縮器および蒸発器の概略図を示す。いずれも長さ 12 m の同一形状の二重管式熱交換器で、冷媒は内管内を、熱源水は環状部を冷媒と逆方向に流れる。内管は内径 22.4 mm 、外径 25.4 mm の平滑な銅管、外管は内径 35.1 mm のステンレス鋼管である。また、環状部は局所の伝熱量を算出するため長さ 1 m の小区間に12分割されている。なお、凝縮器は冷媒の流れ方向下向きに、蒸発器は上向きに水平より 1° 傾けてある。図1に

図1 実験装置

示すように、各要素機器の出入口で冷媒の混合平均温度を、圧縮機出入口および凝縮器と蒸発器の入口で圧力を測定した。凝縮器および蒸発器では、それぞれの小区間の出入口の位置で冷媒温度、仕切られた小区間の出入口の混合器で熱源水の混合平均温度、小区間の中央の位置で内管の上下左右の外表面温度を熱電対で測定した。冷媒および熱源水の流量はそれぞれ質量流量計および体積流量計で、冷媒の混合平均組成は圧縮機入口の蒸気をサンプリングしてガスクロマトグラフにより測定した。

2.2 実験方法 本研究では、一定の蒸発器熱源水の流量 W_{SE} と入口温度 T_{SEin} および凝縮器熱源水入口温度 T_{SCin} に対し、熱出力(凝縮器での伝熱量) Q_c と凝縮器熱源水の温度上昇 ΔT_{sc} が設定値になるように圧縮機の回転数および膨張弁の開度を適当に調節して実験を行った。表1に熱源の実験条件を示す。冷媒の蒸発器出口での過熱度は $12 \pm 1.0^\circ\text{C}$ とした。圧縮機効率の影響を除くため、凝縮器入口での冷媒のエントロピーが蒸発器出口と等しくなるように圧縮機の冷却水量と凝縮器前の補助加熱器の入力を調節した。凝縮器入口の冷媒温度は、所望のエントロピーを与える温度と $\pm 0.8^\circ\text{C}$ 以内で一致させた。また、本実験では冷媒の充てん量の影響を除く目的で液溜を用いたため、凝縮器出口で冷媒はほぼ飽和液に近い状態となった。

(a) 全体図

(b) 詳細図

- ① Mixing chamber(refrigerant)
- ② Mixing chamber(water)
- ③ Thermocouple(refrigerant)
- ④ Pt resistance thermometer(water)
- ⑤ Thermocouple(outer surface of inner tube)
- ⑥ Pressure gauge(refrigerant)
- ⑦ Partition plate
- ⑧ Pt resistance thermometer(refrigerant)

図2 凝縮器および蒸発器

2.3 実験データの整理方法 ヒートポンプの成績係数は、次式で定義する。

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{L} \quad (1)$$

ここに、 Q_c は凝縮器における熱出力、 L は等エントロピー圧縮仕事であり、次式より算出した。

$$Q_c = c_{psc} W_{sc} (T_{scout} - T_{scin}) + Q_{loss} \quad (2)$$

$$L = W_R (h_{RCin} - h_{REout}) \quad (3)$$

ここに、 c_{psc} は凝縮器熱源水の定圧比熱、 W_{sc} は凝縮器熱源水流量、 T_{scout} および T_{scin} は凝縮器熱源水の出口および入口の温度、 W_R は冷媒の質量流量、 h_{RCin} および h_{REout} は凝縮器入口および蒸発器出口の冷媒の比エンタルピー、 Q_{loss} は熱源水から周囲への熱損失である。 Q_{loss} は熱源水の平均温度および気温に基づきあらかじめ実験的に求めておいた検定式より算出した。冷媒の熱力学的性質は一般化修正 BWR 状態方程式⁽⁸⁾より求めた。なお、同一条件での実験を数回行った結果、COP は $\pm 3\%$ 以内の誤差で一致した。

3. 実験結果および考察

3.1 温度レベルの影響 図3に凝縮器と蒸発器の熱源水の入口温度差が一定で 10°C の場合の COP を凝縮器熱源水入口温度 T_{scin} に対して示す。冷媒の組成、熱出力、凝縮器熱源水の温度上昇にかかわらず、いずれの場合も COP はほぼ一定で、本実験条件内では熱源水の入口温度差を一定に保ち温度レベルのみを変化させても COP は変わらない。

3.2 凝縮器熱源水温度上昇の影響 図4に凝縮器熱源水の入口温度 T_{scin} が一定で、温度上昇 ΔT_{sc} のみが異なる場合の COP を示す。いずれの組成でも ΔT_{sc} の増加とともに COP は減少する。 ΔT_{sc} の増加、すなわち凝縮器熱源水の出口温度の上昇および流量の減少は、熱源水平均温度の上昇と熱源水側熱伝達係数の低下をひき起こす。したがって、凝縮器内の冷媒温度および圧力が上昇して圧縮機での仕事が増大し COP が低下している。また、低下の程度は単成分冷媒 R22 のほうが混合冷媒より大きい。

表1 熱源条件

y (-)	T_{scin} ($^\circ\text{C}$)	T_{SEin} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{sc} ($^\circ\text{C}$)	Q_c (kW)	W_{SE} (kg/h)
0.0	40~50	30~40	5~20	5	1.0×10^3
0.5	40~50	25~40	5~20	5~11	0.5~1.5
0.75	30~50	20~40	5~20	5~11	0.5~1.5
1.0	25~40	15~30	5~30	8~14	0.5~2.0

図5は凝縮器熱源水の出口温度 T_{SCout} が一定の場合に ΔT_{SC} がCOPに及ぼす影響を示している。 ΔT_{SC} が増加, すなわち T_{SCin} が減少すると凝縮器での冷媒温度および圧力が低下し, 圧縮機での仕事が減少してCOPはやや上昇する。しかし, 凝縮器入口付近の冷媒の温度は熱源水出口温度より低くなり得ないため, COPの変化の程度は図4の場合よりかなり小さい。また単成分冷媒のほうが変化の程度は小さい。

3・3 熱出力の影響 図6は熱出力がCOPに及ぼす影響を示している。熱出力が増加すると冷媒および凝縮器熱源水の流量が増加するのにもとない熱通過係数は大きくなるが, 冷媒と熱源水との温度差も大きくなっておりCOPは減少している。

3・4 蒸発器熱源水流量の影響 図7は蒸発器熱

源水の流量 W_{SE} がCOPに及ぼす影響を, 凝縮器熱源水の温度上昇 ΔT_{SC} が 20°C の例について示している。特に単成分冷媒の場合にCOPの増大の程度が大きい。これは, 混合冷媒より単成分冷媒のほうが冷媒側熱伝達係数が高いので, W_{SE} の増加にともなう熱源水側熱伝達係数の増大の熱通過係数に及ぼす影響が単成分冷媒のほうが大きいことによる。

3・5 熱源水入口温度差の影響 図8は凝縮器熱源水入口温度と蒸発器熱源水入口温度の差がCOPに及ぼす影響を示している。いずれの条件の場合にも, この温度差すなわち昇温幅が大きくなると凝縮圧力と蒸発圧力の差が大きくなり, 圧縮機の仕事が増大し, その結果COPは低下する。

3・6 組成の影響 図9に組成とCOPの関係を

図3 温度レベルの影響

図5 凝縮器熱源水温度上昇の影響

図4 凝縮器熱源水温度上昇の影響

図6 熱出力の影響

示す。本実験ではいずれの場合も混合冷媒を用いるとCOPが低下しているが、その低下の程度は ΔT_{SC} が20°Cのほうが5°Cよりかなり小さい。

図10(a)および図10(b)は $Q_c=8\text{ kW}$, $\Delta T_{SC}=20^\circ\text{C}$ の場合の凝縮器、蒸発器内の温度分布をそれぞれ $y=1.0$ (図9の▲に対応)および $y=0.5$ (図9の△に対応)について示している。各図の上側が凝縮器、下側が蒸発器を示している。○は熱源水温度、▽は冷媒の測定温度、△は冷媒のバルク温度(二相域では冷媒の気液二相が混合状態で相平衡状態にあると仮定して求めた)、□は内管内壁面の周方向平均温度である。凝縮器、蒸発器のいずれにおいても $y=0.5$ のほうが冷媒と熱源水の温度差が大きくなっており、凝縮器での冷媒の平均熱伝達係数および熱通過係数はそれぞれ約50%および約30%小さくなっている。したがって、 $y=0.5$ の場合には凝縮器において冷媒と熱源水の温度差が管軸方向にほぼ一定になっているにもかかわらず伝熱が悪くなるためにCOPが低下すると考えられる。

4. サイクル計算

4.1 計算方法 ヒートポンプの性能がシミュレーションにより予測できるかどうかを確認するために、以下のようなサイクル計算を行った。

凝縮器での熱伝達を過熱蒸気域(添字 c_1)と二相域(添字 c_2)に分け考えると

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} \quad \cdots (4)$$

$$Q_{c1} = C_{pSC} W_{SC} (T_{SCout} - T_{SCD}) = W_R (h_{RCin} - h_{RCD}) = F_{c1} K_{c1} (\Delta T_m)_{c1} \quad \cdots (5)$$

$$Q_{c2} = C_{pSC} W_{SC} (T_{SCD} - T_{SCin}) = W_R (h_{RCD} - h_{RCout}) = F_{c2} K_{c2} (\Delta T_m)_{c2} \quad \cdots (6)$$

ここに、添字 CD は凝縮器での冷媒の過熱蒸気域と二相域の境界、すなわち冷媒のバルク温度が露点温度になる点を表す。 F_{c1} および F_{c2} , K_{c1} および K_{c2} はそれぞれの領域における伝熱面積および熱通過係数である。 $(\Delta T_m)_{c1}$ は T_{SCout} , T_{SCD} , T_{RCin} および T_{RCD} を用いて算出した対数平均温度差である。 $(\Delta T_m)_{c2}$ も同様に T_{SCD} , T_{SCin} , T_{RCD} および T_{RCout} を用いて求めた。

蒸発器においても同様に考えると

$$Q_E = Q_{E1} + Q_{E2} \quad \cdots (7)$$

$$Q_{E1} = C_{pSE} W_{SE} (T_{SED} - T_{SEout}) = W_R (h_{RED} - h_{REin}) = F_{E1} K_{E1} (\Delta T_m)_{E1} \quad \cdots (8)$$

$$Q_{E2} = C_{pSC} W_{SE} (T_{SEin} - T_{SED}) = W_R (h_{REout} - h_{RED}) = F_{E2} K_{E2} (\Delta T_m)_{E2} \quad \cdots (9)$$

ここに、添字 ED は蒸発器での冷媒の過熱蒸気域と二

図8 熱源水入口温度差の影響

図7 蒸発器熱源水流量の影響

図9 組成の影響

図 10 凝縮器・蒸発器内の管軸方向温度分布

相域の境界を示す。 F_{E1} および F_{E2} , K_{E1} および K_{E2} はそれぞれの領域における伝熱面積および熱通過係数である。 $(\Delta T_m)_{E1}$ は T_{SED} , T_{SEout} , T_{RED} および T_{REin} を用いて算出した対数平均温度差, $(\Delta T_m)_{E2}$ は T_{SEin} , T_{SED} , T_{REout} , T_{RED} による対数平均温度差である。

圧縮機での圧縮過程を等エントロピー変化と仮定すると

$$S_{RCin} = S_{REout} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに, S_{RCin} および S_{REout} は凝縮器入口および蒸発器出口の冷媒の比エントロピーである。

膨張弁での絞り膨張過程を等エンタルピー変化と仮定すると

$$h_{RCout} = h_{REin} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに, h_{RCout} および h_{REin} は凝縮器出口および蒸発器入口の冷媒の比エンタルピーである。

冷媒の組成, 凝縮器での熱出力, 両熱源水の流量および入口温度, 蒸発器出口における冷媒の過熱度, 凝縮器出口における冷媒の過冷度またはクオリティ, 熱交換器の寸法および材質を与えて式(4)~(11)を連立して解いた。なお, 凝縮器および蒸発器では圧力降下がないと仮定した。

4・2 計算結果 図 11 にサイクル計算結果を実験値とともに示す。○は凝縮器および蒸発器の各領域における平均熱伝達係数の実験値を与えた結果を示す。いずれも実験値(●)とよく一致しており, 熱伝達係数を正確に見積もれば本サイクル計算の方法でヒートポンプの性能は十分予測できると考えられる。△は, 蒸発器出口の冷媒の過熱度を 0°C(飽和蒸気)にした場合の計算値である。ただし, 平均熱伝達係数には, 二相域

図 11 冷媒のサイクル計算結果

の実験値を与えている。この場合, 過熱度が 12°C の場合に比べていずれも COP が高くなっている。□は過熱度が 0°C で凝縮器および蒸発器での冷媒の熱伝達係数のみを 2 倍と仮定して計算した結果を示す。いずれも COP はかなり高くなっている。特に, $\Delta T_{sc} = 20^\circ\text{C}$ の場合には $y = 0.5$ のほうが $y = 1.0$ より COP が高くなっており, 熱源水の温度上昇が大きい場合には伝熱促進を施すと混合冷媒の COP が単成分冷媒より高くなると考えられる。

図 12(a) および (b) は $\Delta T_{sc} = 20^\circ\text{C}$ の場合の冷媒サイクルの実験点および計算点を T - s 線図上にそれぞ

(a) R 22

(b) 50 mol % R 22

図 12 T-s 線図

れ $y=1.0$ および $y=0.5$ について示している。実験点 (●) と計算点 (○) は蒸発器入口の点以外でよく一致している。蒸発器入口の実験点と計算点のずれは、計算では凝縮器出口と蒸発器入口のエンタルピーが等しいと仮定しているのに対して、実験では凝縮器出口から液溜、膨張弁を通過して蒸発器入口までの間の熱損失のためにエンタルピーが減少しているのが原因である。しかし、図 11 に示したように成績係数はよく一致している。過熱度 0°C で冷媒の熱伝達係数のみを 2 倍にして計算した場合 (□) には、凝縮圧力の低下および蒸発圧力の上昇により各点によって囲まれる面積が $y=1.0$ より $y=0.5$ のほうが小さくなっており、図 11 の結果を裏付けている。

5. 結 論

混合冷媒ヒートポンプの実験装置を用いて組成および熱源条件が成績係数に及ぼす影響を明らかにした。本研究では内径 22.4 mm の平滑伝熱管を用いたため混合冷媒の熱伝達係数が単成分冷媒よりかなり小さくなり成績係数は低下した。また、凝縮器および蒸発器での熱伝達を過熱蒸気域と二相域に分けそれぞれの平均熱伝達係数を与えるサイクル計算を行い、熱伝達係数を正確に与えればヒートポンプの成績係数を正しく見積もれることを示した。この計算を拡張して試算を行った結果、伝熱促進を行うと混合冷媒の成績係数の

ほうが単成分冷媒より大きくなることがわかった。

おわりに、本研究費の一部は文部省科学研究費重点領域研究 (No.63603024) によること、実験とデータ整理には喜多村稔君 (当時 九州大学大学院生) が協力したことを記して謝意を表する。

文 献

- (1) 大内・藤原・井本・香美・吉田, 組成可変型混合冷媒ヒートポンプエアコン (C-223 GR), 冷凍, 63-732 (1988), 47.
- (2) 吉田・鈴木・中谷・向井, 安立, 混合冷媒組成制御機能をもつ冷凍サイクルの開発, 日本冷凍協会論文集, 5-3 (1988), 33.
- (3) Vineyard, E.A., Laboratory Testing of a Heat Pump System Using an R 13 B 1/R 152 a Refrigerant Mixture, ASHRAE Trans., 94-1 (1988), 292.
- (4) Kruse, H., The Advantages of Non-azeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application, Int.J. Refrigerat., 4-3 (1981), 119.
- (5) 久保田・藤田・飛原・石丸・斎藤, 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプの研究 (伝熱特性が成績係数に与える影響), 第 25 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 第 1 分冊, (1988-6), 145.
- (6) Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. and Didion, D., An Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. Purdue-IIR Conf., (1988-7) 2.
- (7) 藤井・小山・宮良, 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性および性能評価に関する理論的考察, 日本冷凍協会論文集, 4-1 (1987), 27.
- (8) 高松・池上, BWR 状態方程式による二成分混合流体の熱物性推算プログラムの開発, 九州大学機能物質科学研究報告, 4-1 (1990), 1.