

Development of a Vapor Compression Heat Pump System Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures

藤井, 哲

九州大学機能物質科学研究所システム工学部門相変化研究分野

小山, 繁

九州大学機能物質科学研究所システム工学部門相変化研究分野

高松, 洋

九州大学機能物質科学研究所システム工学部門相変化研究分野

新里, 寛英

九州大学機能物質科学研究所システム工学部門相変化研究分野

他

<https://doi.org/10.15017/6596>

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 5 (2), pp.125-137, 1992-03-31. Institute of Advanced Material Study Kyushu University

バージョン :

権利関係 :



混合冷媒を用いた高性能蒸気圧縮式ヒートポンプの開発

藤井 哲・小山 繁・高松 洋
新里 寛英・屋良 朝康

(九州大学機能物質科学研究所システム工学部門相変化研究分野)

Development of a Vapor Compression Heat Pump System Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures

Tetsu FUJII, Shigeru KOYAMA, Hiroshi TAKAMATSU,
Kan-ei SHINZATO and Tomoyasu YARA

Recently a special interest has been taken in nonazeotropic refrigerant mixtures (NARMs) as working fluids in vapor compression heat pump systems. This interest has arisen from the following possibilities: (1) to improve the coefficient of performance (COP) by utilizing the sliding temperature during phase change processes, (2) to keep the system in suitable pressure level for given temperature levels of heat source and sink, by selecting the combination of refrigerants, (3) to achieve continuous capacity control by changing the composition, corresponding to the variation of heat load, and (4) to provide alternative substitutes to prevent the depletion of the stratospheric ozone layer.

In the present paper the performance of a vapor compression heat pump system using NARMs is evaluated theoretically and experimentally to prove the possibility of improvement in COP. The research program for development of this system is also presented.

1. 緒 言

地球環境破壊に関与せずかつエネルギー消費の少ない高性能な蒸気圧縮式ヒートポンプ・冷凍システムの開発は、フロンによるオゾン層破壊、CO₂排出による地球温暖化などの昨今の地球環境問題の解決と我国の将来のエネルギービジョンの構築に際して極めて重要な研究課題である。その中で、混合冷媒を作動媒体として用いることによってヒートポンプシステムの高性能化を図る方法が注目されている^{1),2),3)}。その理由は、

(1) 相変化過程の際に冷媒温度が流れ方向に変化する特性を利用してサイクルの熱力学的性能向上(ロレンツサイクル化)を図り、高い成績係数(COP)を達
受理日 平成3年12月17日

成すること、(2) 利用熱源の温度レベルに応じて物質の組み合わせや組成を変えることにより、適切な圧力範囲にシステムを保つこと、(3) 負荷変動に応じて組成を調節することにより、連続的にシステムの容量制御を行うこと、(4) 環境問題で規制対象となる特定フロンの代替物質として使用すること、などの可能性による。しかしながら、伝熱学の立場からかんがえると、システムの構成要素機器である凝縮器・蒸発器における混合冷媒の相変化を伴う熱伝達は一般に純冷媒の場合に比して悪いので、必ずしもシステム性能が向上するとは限らない⁴⁾。従って、上述の高性能なシステムの実現の可能性は、混合冷媒の伝熱上のマイナス効果をいかに抑えることができるかにかかっている。

本研究所では、相変化研究分野を中心として、混合冷媒を作動媒体とした高性能な蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの開発を目指して、(1) 混合冷媒及び代替フロン冷媒の相変化伝熱の機構解明と伝熱特性の予測、(2) 混合冷媒の相変化伝熱の促進技術、(3) 混合冷媒によるロレンツサイクル化、(4) システムの性能の評価及び予測、(5) システムの動特性解析及び運転制御、などに関する基礎的研究を昭和61年度より2ヶ年計画で設置された特別設備『多成分混相エネルギー変換システム研究装置』を用いて行っている。本報では、上記(3)、(4)に関する最近の研究成果として、凝縮器・蒸発器の伝熱を考慮したサイクル性能の計算結果^{5),6),7)}と混合冷媒 R22+R114 を作動媒体としたヒートポンプサイクルの実験結果^{8),9),10)}について報告する。なお、混合冷媒 R22+R114 は、規制対象の特定フロン R114 を含むので将来実用化される見込みはないが、比較的正確な物性値データが得られておりかつ露点と沸点との温度差が比較的大きいので、混合冷媒サイクルの基本特性を解明するのに適している。そこで、この混合冷媒を作動媒体として用いた。

2. ヒートポンプサイクルの性能計算

2.1 解析方法

図1は圧縮機、向流型凝縮器、膨張弁、向流型蒸発器から構成されたヒートポンプサイクルにおいて、作動媒体として混合冷媒を用いた場合の $T-s$ 線図の概略を示す。実線は冷媒の状態変化を示し、一点鎖線は冷媒の飽和線を示し、破線は熱源流体(水)の温度変化を冷媒のエントロピー変化に対応させて概念的に示したものである。記号 W は質量流量、 T は温度、 Q

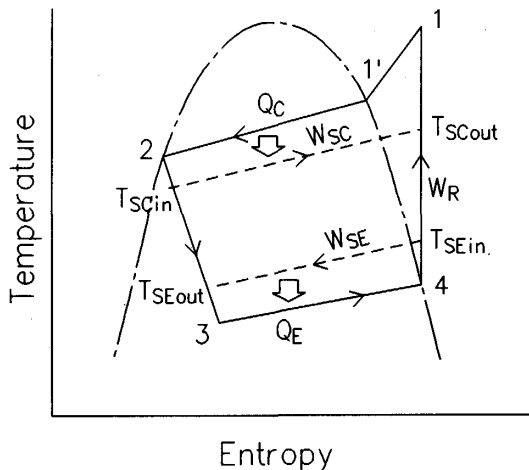


図1 混合冷媒ヒートポンプサイクルの $T-s$ 線図

は熱交換量を示し、添字の R 及び S は冷媒及び熱源流体を、 C 及び E は凝縮器及び蒸発器を、 in 及び out は熱交換器の入口及び出口を示す。

解析に際して、以下のことを仮定した。

- (1) 凝縮過程 1-2 は等圧変化であり、冷媒は凝縮器出口 2 で飽和液となる。
- (2) 絞り膨張過程 2-3 は等エンタルピー変化である。
- (3) 蒸発過程 3-4 は等圧変化であり、冷媒は蒸発器出口 4 で飽和蒸気となる。
- (4) 圧縮過程 4-1 は等エントロピー変化である。
- (5) 凝縮器及び蒸発器における熱交換量 Q は、熱通過係数 U 、伝熱面積 A 及び対数平均温度差 ΔT_m の積で与えられ、凝縮器及び蒸発器の UA 値は等しい、あるいは UA/Q 値は等しいとした。

計算に用いた諸式は次のように表せる。

凝縮過程 (1-2) において、

$$P_1 = P_1' = P_2 \quad (1)$$

$$Q_C = W_R (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$Q_C = W_{SC} C_{pSC} (T_{SCout} - T_{SCin}) \quad (3)$$

$$Q_C = U_c A_c \Delta T_{mC} \quad (4)$$

膨張過程 (2-3) において、

$$h_2 = h_3 \quad (5)$$

蒸発過程 (3-4) において、

$$P_3 = P_4 \quad (6)$$

$$Q_E = W_R (h_4 - h_3) \quad (7)$$

$$Q_E = W_{SE} C_{pSE} (T_{SEin} - T_{SEout}) \quad (8)$$

$$Q_E = U_E A_E \Delta T_{mE} \quad (9)$$

圧縮過程 (4-1) において、

$$s_1 = s_4 \quad (10)$$

ここに、 h は比エンタルピー、 s は比エントロピー、 C_p は定圧比熱、 P は圧力である。混合冷媒の熱力学的性質は修正 BWR 状態方程式¹¹⁾より求めた。

サイクルの性能は次式で定義される成績係数 COP によって評価される。

$$COP = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_4) \quad (11)$$

なお、計算の詳細は文献(5)、(6)及び(7)参照のこと。

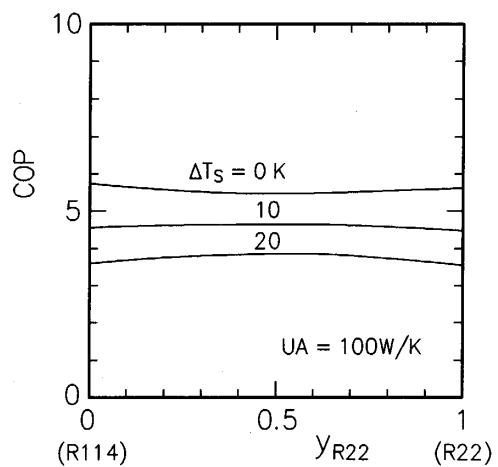
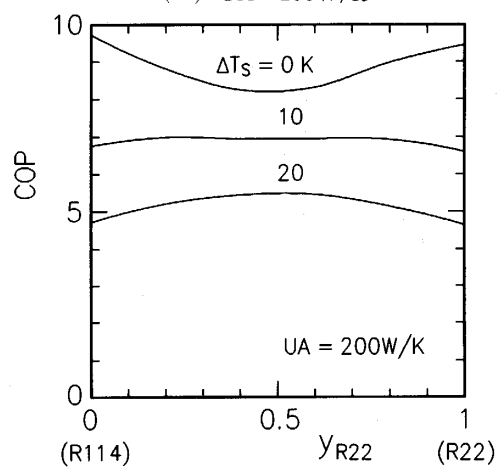
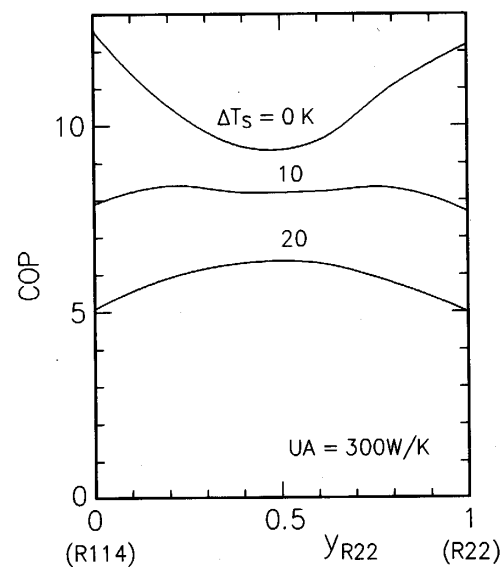
(a) $UA=100W/K$ (b) $UA=200W/K$ (c) $UA=300W/K$

図2 COP と y_{R22} の関係
 $(Q_C = 2kW, T_{SCin} = 40^\circ C, T_{SEin} = 30^\circ C, \Delta T_{SC} = \Delta T_{SE} = \Delta T_s)$

2.2 R22+R114系混合冷媒ヒートポンプサイクルの性能

図2 (a), (b) 及び (c) は, $U_{CA}C = U_{EA}E = UA$ がそれぞれ 100, 200 及び 300W/K の場合の混合冷媒 R22+R114 のサイクルの COP とモル分率 y_{R22} の関係を熱源水の温度変化 $\Delta T_{SC} = \Delta T_{SE} = \Delta T_s$ をパラメータとして示す。ここに, 計算条件は熱出力 $Q_C = 2kW$, 高温熱源水入口温度 $T_{SCin} = 40^\circ C$, 低温熱源水入口温度 $T_{SEin} = 30^\circ C$ とした。いずれの図においても, 混合冷媒の COP は, $\Delta T_s = 0K$ の場合は純冷媒よりも低い値となるが, $\Delta T_s = 10$ 及び $20K$ の場合は純冷媒よりも高い値となる。この傾向は UA 値が大きくなるほど顕著となる。なお, UA 及び y_{R22} の値が同一の場合, ΔT_s が大きくなれば COP は減少する。

図3 は, 図2 (b) の $y_{R22} = 0, 0.5, 1$ の場合の COP と ΔT_s の関係を示す。 ΔT_s が約 8K 以下では純冷媒の COP が混合冷媒より高いが, ΔT_s が 8K 以上であれば混合冷媒の COP が純冷媒より高くなる。このことは, 熱交換器の伝熱性能が高く, かつ, 熱源流体の温度変化が大きい条件の場合に混合冷媒が純冷媒よりも有利となることを示している。

表1 (a) 及び (b) は, 図2 (b) 及び (c) における $\Delta T_s = 20K$ での R22 純冷媒及び 50mol% R22 混合冷媒のサイクル計算によって得られた冷媒の状態点を与えて, 内面溝付き管を伝熱管とする水平二重管式熱交換器における冷媒の相変化熱伝達に関する本研究者の実験式^{12), 13)} から凝縮器及び蒸発器の伝熱管長を求めた結果である。混合冷媒の COP は, 純冷媒に比し

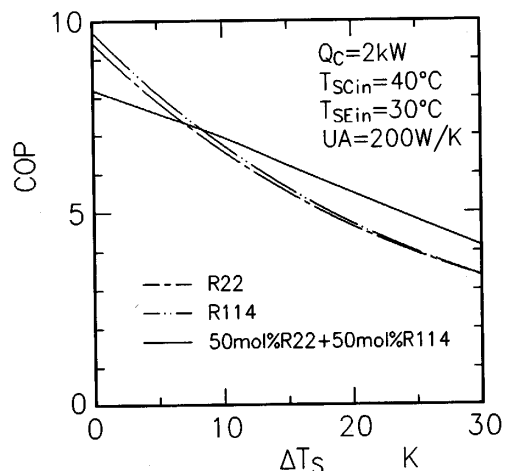
図3 COP と ΔT_s の関係

表 1 UA 値が同一の場合の COP 及び伝熱管長
 ($Q_C=2kW, T_{SCin}=30^\circ C, \Delta T_{SC}=\Delta T_{SE}$
 $=20^\circ C$)
 (a) $UA=200W/K$

| Refrig. | COP | Length [m] | |
|-----------|-------|------------|-------|
| | | Cond. | Evap. |
| R22 | 4.64 | 5.26 | 6.91 |
| 50mol%R22 | 5.49 | 7.89 | 8.17 |
| ratio | 1.18 | 1.50 | 1.18 |

(b) $UA=300W/K$

| Refrig. | COP | Length [m] | |
|-----------|-------|------------|-------|
| | | Cond. | Evap. |
| R22 | 4.99 | 6.21 | 9.92 |
| 50mol%R22 | 6.36 | 11.62 | 12.95 |
| ratio | 1.27 | 1.87 | 1.31 |

表 2 伝熱管長が同一の場合の COP 及び UA 値 (Q_C
 $=2kW, T_{SCin}=40^\circ C, T_{SEin}=30^\circ C, \Delta T_{SC}=\Delta T_{SE}$
 $=20^\circ C$)
 (a) $l_C=5.26m, l_E=6.91m$

| Refrig. | COP | UA [W/K] | |
|-----------|-------|----------|-------|
| | | Cond. | Evap. |
| R22 | 4.64 | 200 | 200 |
| 50mol%R22 | 4.75 | 130 | 173 |
| ratio | 1.02 | 0.65 | 0.87 |

(b) $l_C=6.21m, l_E=9.92m$

| Refrig. | COP | UA [W/K] | |
|-----------|-------|----------|-------|
| | | Cond. | Evap. |
| R22 | 4.99 | 300 | 300 |
| 50mol%R22 | 5.29 | 156 | 238 |
| ratio | 1.06 | 0.52 | 0.79 |

て、 UA 値が $200W/K$ の場合約18%、 $300W/K$ の場合約27%高くなる。ただし、混合冷媒の場合の伝熱管長は純冷媒に比して長い。

表 2 (a) 及び (b) は、表 1 (a) 及び (b) の R22 の場合と同一の伝熱管長を有する凝縮器及び蒸発器を用いたヒートポンプシステムに 50mol%R22 混合冷媒を作動媒体として封入した時の COP と UA 値を示す。この場合、混合冷媒の COP は純冷媒に比してわずかに高い程度であり、表 1 の場合ほど COP の増加割合は大きくない。これは、混合冷媒の UA 値が純冷媒に比して低くなることによる。

2.3 数種類の混合冷媒ヒートポンプサイクルの性能比較

図 4 はサイクル性能の比較を行う 4 種類の 2 成分混合冷媒の相平衡図を示す。図中の混合冷媒名において最初に記している冷媒が低沸点成分であり、そのモル分率を横軸 y としている。露点と沸点との温度差の最大値は、R134a+R141b が最も大きく、R22+R114、R22+R142b、R22+R152a の順に小さくなる。

図 5 (a) 及び (b) は、熱交換器の伝熱性能に関する条件が $U_{CA}C/Q_C=U_{EA}E/Q_E (=UA/Q)$ で、熱源水の条件が $T_{SCin}=40^\circ C, T_{SCout}=50^\circ C, T_{SEin}=20^\circ C, T_{SEout}=10^\circ C$ の場合の COP と UA/Q の関係を、それぞれ純冷媒及び混合冷媒 (すべて 50mol%) について示したものである。どの冷媒についても圧力が $0.1\sim$

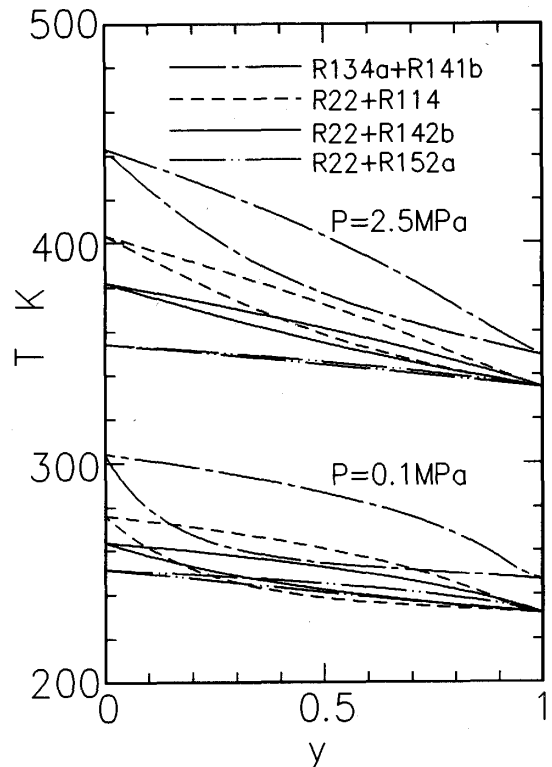


図 4 2 成分混合冷媒の相平衡図

$2.5MPa$ の範囲外になる場合は点線で示している。また、与えられた熱源条件に対して次式で計算されるロレンツサイクルの成績係数 COP_{Lorenz} の値も合わせて

示している。

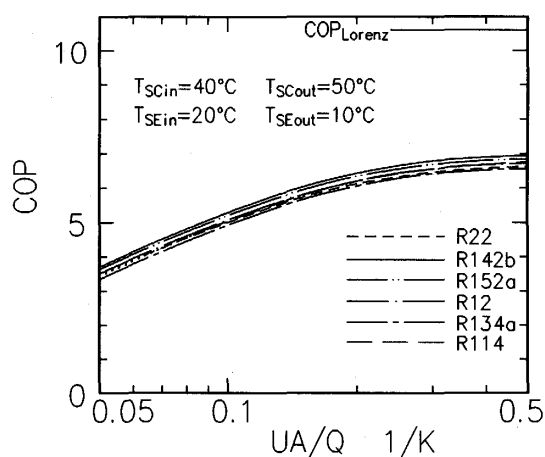
$$COP_{Lorenz} = \frac{T_{SCin} + T_{SCout}}{(T_{SCin} + T_{SCout}) - (T_{SEin} + T_{SEout})} \quad (12)$$

図5(a)及び(b)のいずれの場合もCOPはUA/Qが大きくなるほど増大するが、R22+R142bを除けば純冷媒、混合冷媒によらずCOP_{Lorenz}よりかなり小さい値で限界に達する。また、本計算条件の範囲では、最も高いCOPが得られる冷媒はR22+R142bで、以下R22+R114, R22+R152a, R142b, R152a, R12, R114, R22, R134a, R134a+R141bの順となる。なお、混合冷媒R22+R142bのCOPが最も高く、混合冷媒R134a+R141bのCOPが最も低いのは、R22+R142b

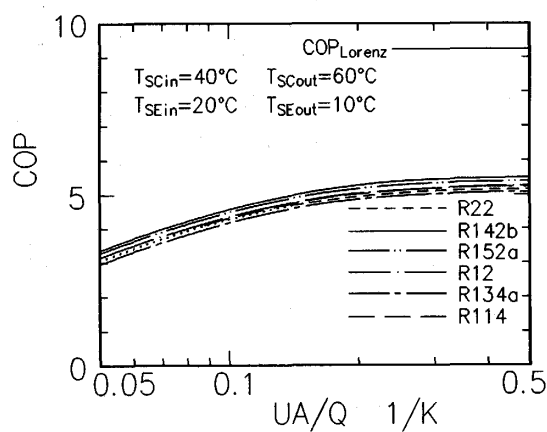
の露点と沸点との温度差が熱源水の温度変化 ΔT_s に最も近いのに対して、R134a+R141bのそれは ΔT_s よりかなり大きいことによる。

図6(a)及び(b)は、高温熱源出口温度のみ図5の条件と異なる場合($T_{SCout}=60^\circ\text{C}$)の結果である。この場合は、露点と沸点との温度差が熱源の温度変化 ΔT_s に最も近い混合冷媒R22+R114を用いると最も高いCOPが得られる。

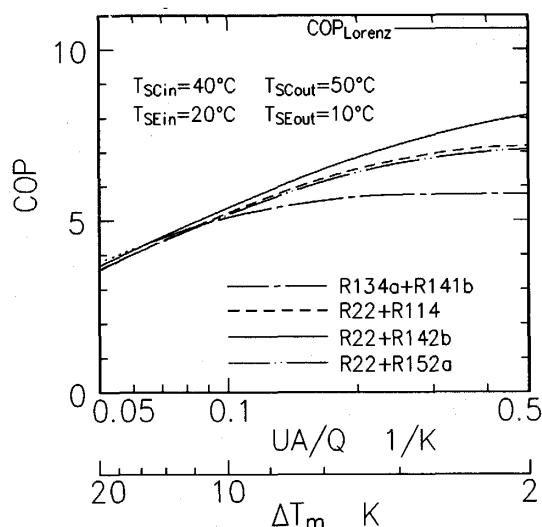
図7はUA/Qをパラメータとして混合冷媒のCOPを y に対して示す。図(a)及び(b)は、それぞれ図5及び6の計算条件に対応する。また、どの冷媒についても圧力が0.1~2.5MPaの範囲外になる領域は点線で示している。混合冷媒R22+R142bのCOP



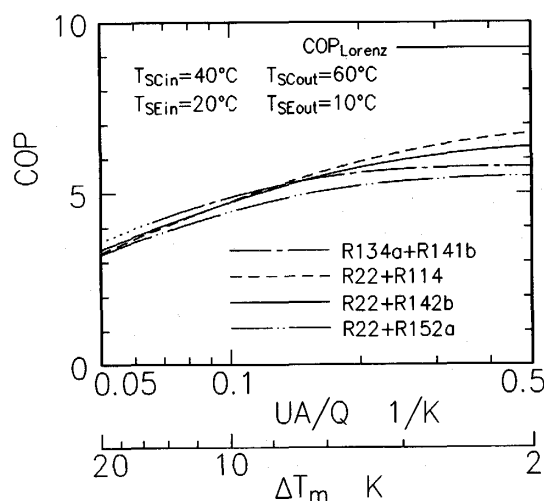
(a) 純冷媒



(a) 純冷媒



(b) 混合冷媒



(b) 混合冷媒

図5 COPとUA/Qの関係 ($T_{SCout}=50^\circ\text{C}$)

図6 COPとUA/Qの関係 ($T_{SCout}=60^\circ\text{C}$)

と y の関係は UA/Q が増加するほど上に凸の傾向が著しくなり、混合冷媒の方が純冷媒より COP がかなり高くなる。混合冷媒 R22+R114 の COP は、図 7 (a) の $UA/Q=0.15$ の場合を除けば R22+R142b と同じ傾向を示す。混合冷媒 R134a+R141b の COP は、 $UA/Q=0.05$ の場合を除けば、 $y=0.5$ 近傍で極小となり、圧力が $0.1\sim 2.5\text{MPa}$ の範囲では $y=0.8$ 近傍で最大となる。混合冷媒 R22+R152a の COP は組成に対してほぼ直線的である。以上の結果は、露点と沸点との温度差が要求される熱源の温度変化とほぼ等しい混合冷媒を用いれば、 UA/Q を大きくすればするほど COP を理論的に予測される最高値に近づけられることを示している。

3. R22+R114 系混合冷媒を用いたヒートポンプシステムの実験

3.1 実験装置

図 8 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ループで、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) は実験では使用していない。凝縮器及び蒸発器へは、それぞれ高温タンク (12) 及び低温タンク (13) より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 $42\text{m}^3/\text{hr}$) 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及び圧縮機油は水冷されている。凝縮器及び蒸発器は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。環状部は局所の伝熱量を算出するため長さ 1m の小区間に分割されている。また、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。表 3 に伝熱管 (内管) の仕様を示す。実験は平滑管及び内面溝付き管を伝熱管とする 2 種類の凝縮器・蒸発器を用いて行った。

図 8 に示すように、各要素機器の出入口で冷媒の混合平均温度を、圧縮機出入口及び凝縮器と蒸発器の入口で圧力を測定した。凝縮器及び蒸発器では、冷媒温度をそれぞれの小区間の出入口の位置で、熱源水の混

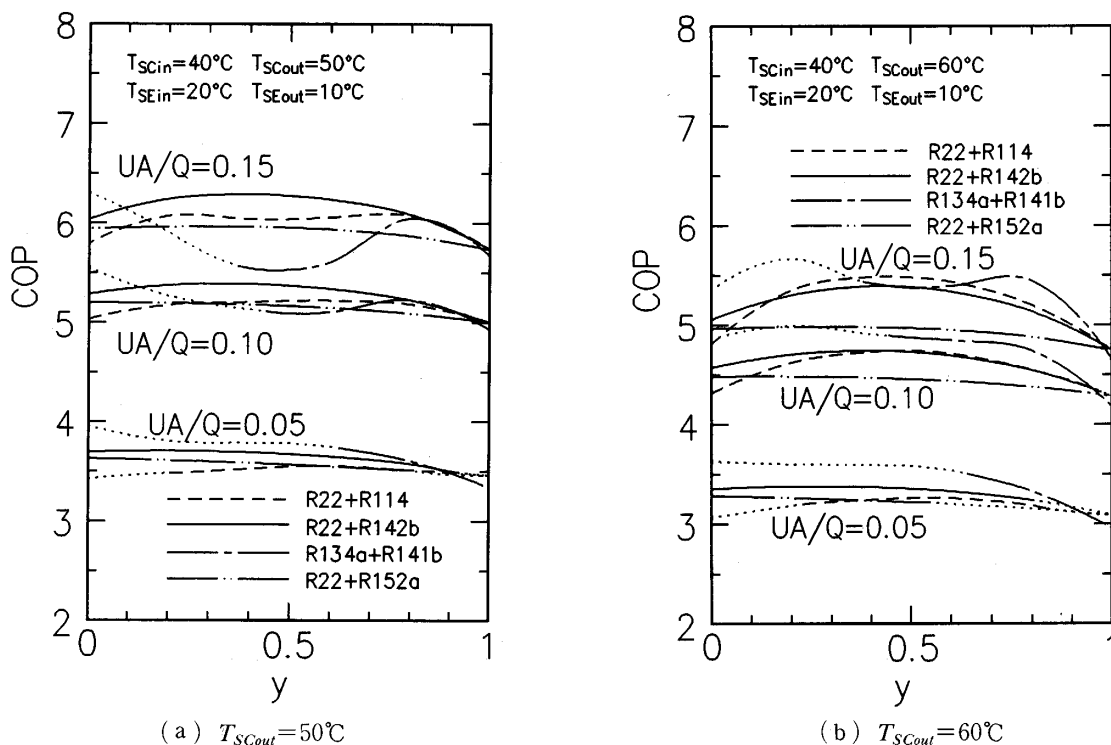
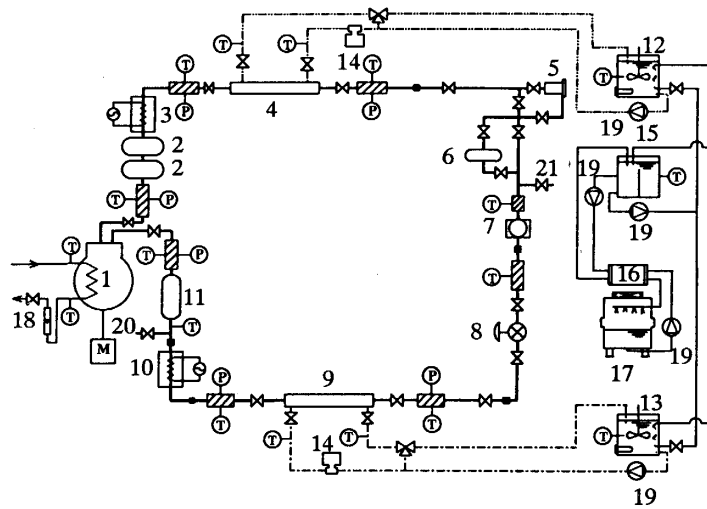


図 7 COP と y の関係



- | | |
|-------------------|--------------------------|
| Ⓣ Thermometer | Ⓟ Pressure gauge |
| ■ Sight Glass | ▨ Mixing chamber |
| 1 Compressor | 12 Sink water tank |
| 2 Oil separator | 13 Source water tank |
| 3 Heater | 14 Gear type flow meter |
| 4 Condenser | 15 Brine tank |
| 5 Dryer | 16 Chilling unit |
| 6 Reservoir | 17 Cooling tower |
| 7 Mass flow meter | 18 Float type flow meter |
| 8 Expansion valve | 19 Pump |
| 9 Evaporator | 20 Sampling port |
| 10 Superheater | 21 Charging port |
| 11 Accumulator | |

図8 ヒートポンプシステム実験装置

表3 伝熱管の仕様

| | Grooved Tube | Smooth Tube |
|--|--------------|-------------|
| Tube length (m) | 9 | 12 |
| Effective heat transfer length (m) | 8.57 | 11.42 |
| Average inner diameter (mm) | 17.38 | 22.4 |
| Outer diameter (mm) | 19.08 | 25.4 |
| Inner diameter of outer tube (mm) | 29.0 | 35.1 |
| Nominal heat transfer area (m ²) | 0.468 | 0.804 |
| Depth of groove (mm) | 0.28 | — |
| Helix angle (deg) | 25 | — |
| Number of grooves | 75 | — |
| Number of subsections | 9 | 12 |

合平均温度を仕切られた小区間の出入口の混合器で、内管の上下左右の外表面温度を小区間の中央の位置で測定した。冷媒及び熱源水の流量はそれぞれ質量流量

計及び体積流量計で、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。

3.2 実験方法及びデータ整理法

蒸発器熱源水の流量 W_{SE} と入口温度 T_{SEin} 及び凝縮器熱源水入口温度 T_{SCin} を一定にして、熱出力（凝縮器での伝熱量） Q_C 、凝縮器熱源水の温度上昇 ΔT_{SC} 及び冷媒の蒸発器出口過熱度 ΔT_{SUP} が設定値になるように圧縮機の回転数及び膨張弁の開度を適当に調節して実験を行った。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。また、本実験では冷媒の充填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。

ヒートポンプの成績係数は、次式で定義した。

$$COP = \frac{Q_C}{L} \quad (13)$$

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。

$$Q_C = C_{pSC} W_{SC} (T_{SCout} - T_{SCin}) + Q_{loss} \quad (14)$$

$$L = W_R (h_{RCin} - h_{REout}) \quad (15)$$

ここに、 C_{pSC} は凝縮器熱源水の比熱、 W_{SC} は凝縮器熱源水流量、 T_{SCout} 及び T_{SCin} は凝縮器熱源水の出口及び入口の温度、 W_R は冷媒の質量流量、 h_{RCin} 及び

h_{REout} は凝縮器入口及び蒸発器出口の冷媒の比エントロピー、 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及び気温に基づき予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修正 BWR 状態方程式¹¹⁾より求めた。なお、同一条件での実験を数回行った結果、COP の差異は±3%以内であった。

3.3 実験結果及び考察

3.3.1 温度レベルの影響

図9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。

3.3.2 凝縮器熱源水温度上昇の影響

図10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及び流量の減少は、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おこす。したがって、

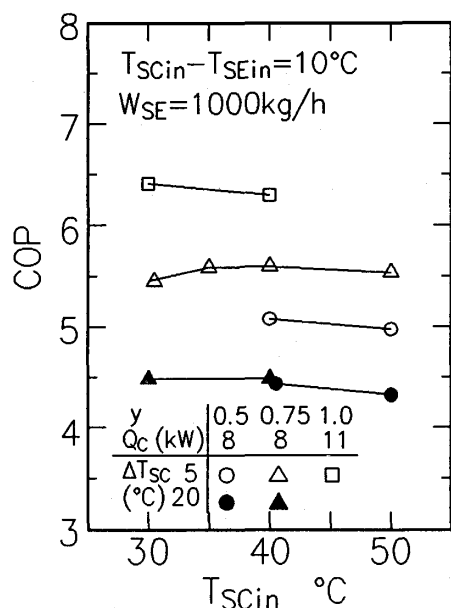


図9 温度レベルの影響 (平滑管)

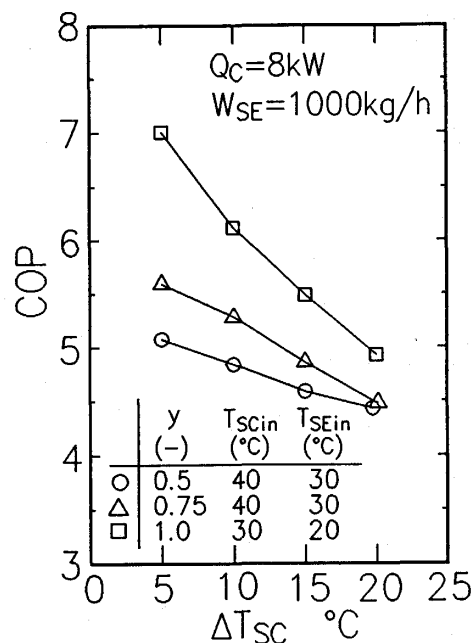


図10 凝縮器熱源水温度上昇の影響 (平滑管)

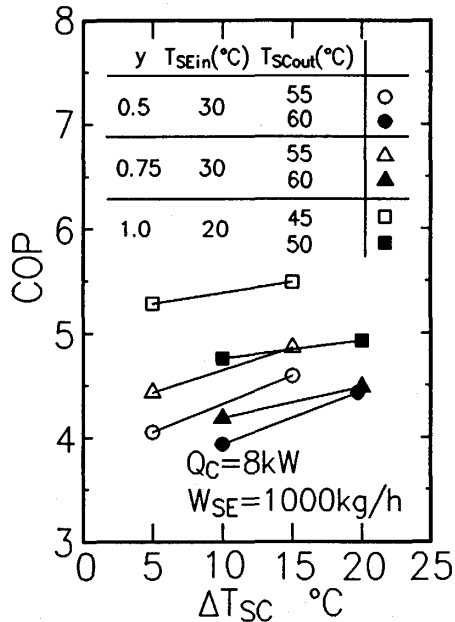


図11 凝縮器熱源水温度上昇の影響 (平滑管)

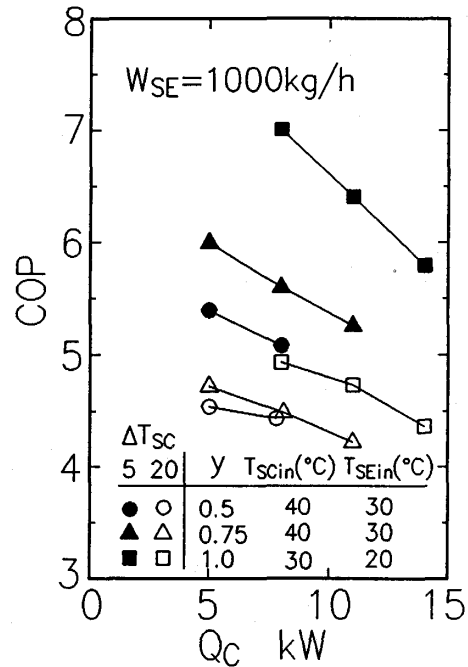


図12 熱出力の影響 (平滑管)

凝縮器内の冷媒温度及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、低下の程度は純冷媒 R22 の方が混合冷媒より大きい。

図11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及び圧力が低下し、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ので、COP の変化の程度は図10の場合よりかなり小さい。また純冷媒の方が変化の程度は小さい。

3.3.3 熱出力の影響

図12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及び凝縮器熱源水の流量が増加するのにも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。

3.3.4 蒸発器熱源水流量の影響

図13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 $\Delta T_{sc}=20^\circ\text{C}$ の例について示している。特に純冷媒の場合に COP の増大の程度が大きい。これは、混合冷媒より純冷媒の方が冷媒側熱伝達係数が高いので、 W_{se} の増加にともな

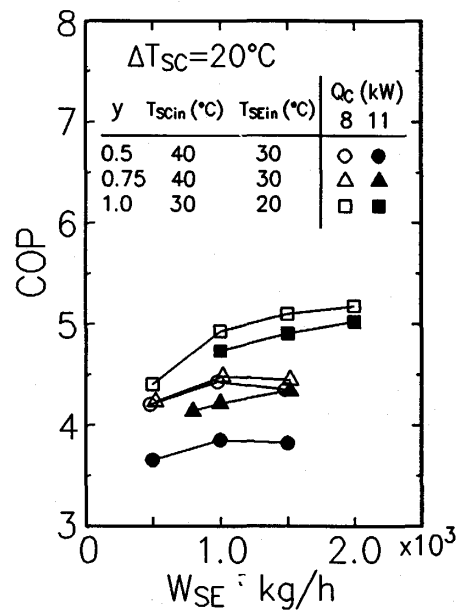


図13 蒸発器熱源水流量の影響 (平滑管)

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純冷媒の方が大きいことによる。

3.3.5 熱源水入口温度差の影響

図14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。

3.3.6 冷媒の蒸発器出口過熱度の影響

図15は、凝縮器熱源水の温度上昇 ΔT_{SC} が 20°C の場合の COP と冷媒の蒸発器出口過熱度 ΔT_{SUP} の関係を、 $y=1$ 及び $y=0.5$ について蒸発器熱源水流量 W_{SE} をパラメータとして示す。COP は、 $y=0.5$ の場合過熱度を小さくするほど増加するが、 $y=1$ の場合には過熱度が約 6°C 以下ではほぼ一定となる。したがって、混合冷媒を用いる場合には過熱度を十分小さくする必要がある。また、蒸発器熱源水流量が大きいほど COP は高くなるが、その程度は過熱度の増加とともに小さくなり、COP の値は W_{SE} が 1000kg/h 以上ではほぼ等しくなる。

3.3.7 組成の影響

図16に組成と COP の関係を示す。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。しかし、その低下の程度は $\Delta T_s=20^\circ\text{C}$ の方が 5°C よりかなり小さい。

図17(a)及び(b)は $Q_c=8\text{kW}$, $\Delta T_{SC}=20^\circ\text{C}$ の場合の平滑管の凝縮器、蒸発器内の温度分布をそれぞれ $y=1$ (図16の▲に対応) 及び $y=0.5$ (図16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にあると仮定して求めた)、□は内管壁面の周方向平均温度である。凝縮器内の温度分布に着目すると、 $y=1$ の場合にピンチポイントが見られるのに対し $y=0.5$ の場合には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。しかし、凝縮器、蒸発器のいずれにおいても冷媒と

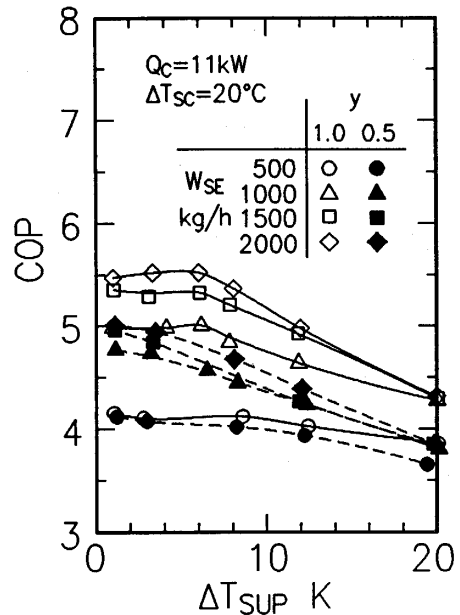


図15 過熱度の影響 (溝付管)

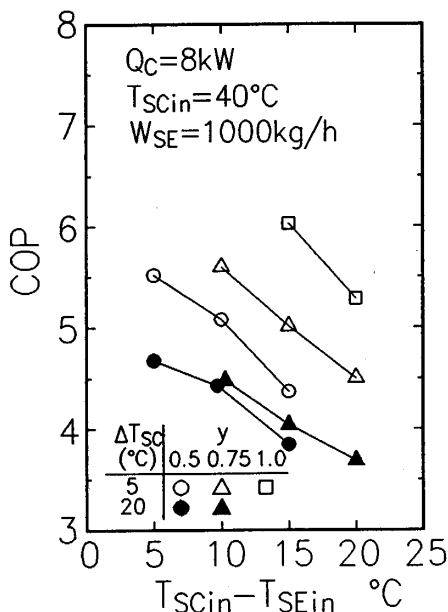


図14 熱源水入口温度差の影響 (平滑管)

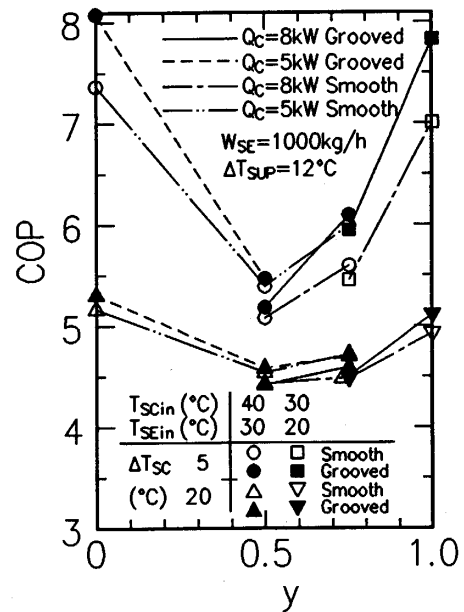
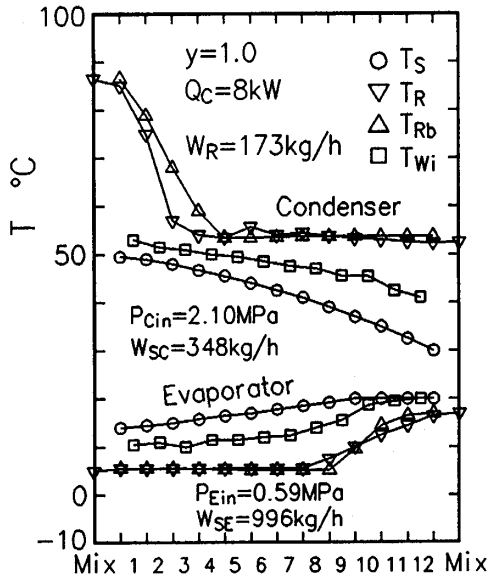
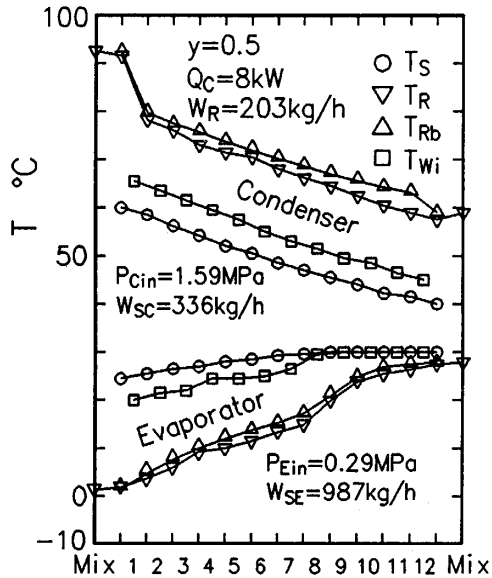


図16 組成の影響 (溝付管)



Section No.

(a) R22の場合



Section No.

(b) 50mol%R22の場合

図17 凝縮器及び蒸発器内の温度分布の影響 (平滑管)

熱源水の温度差は $y=0.5$ の場合の方が大きくなっている。

図18及び図19は、 $\Delta T_{SC}=20^\circ\text{C}$ の場合の熱通過係数 U 及び伝熱量を対数平均温度差で除した値 $Q/\Delta T_m$ をそれぞれ組成に対して示す。 $Q/\Delta T_m$ は伝熱面積 A と U の積に等しく熱交換器の性能を表す。混合冷

媒の熱通過係数は純冷媒よりかなり小さく、これがロレンツサイクル化を図ったにもかかわらず COP が低下した原因である。

3.3.8 溝付管と平滑管の比較

図16は内面溝付管を用いても $\Delta T_{SC}=20^\circ\text{C}$ の場合に

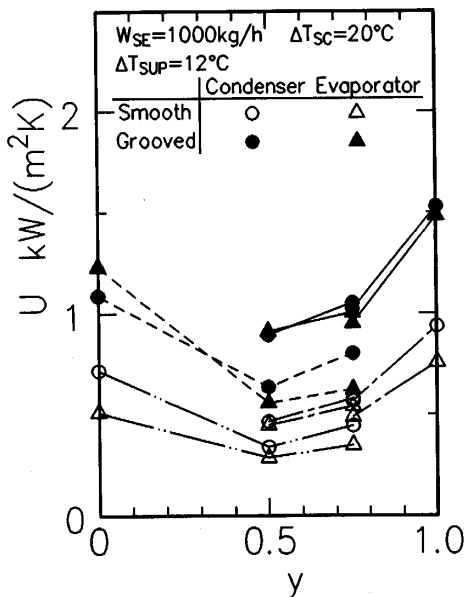


図18 熱通過係数

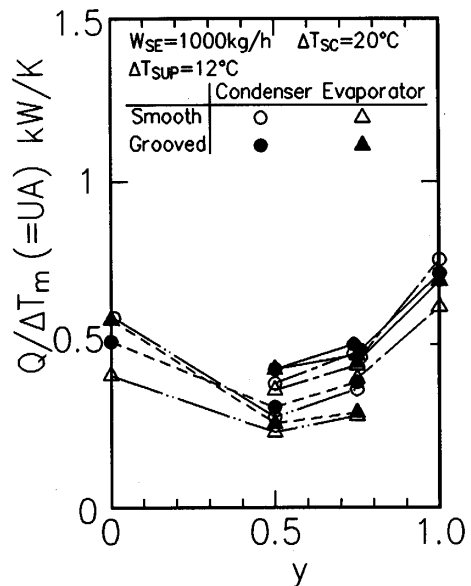


図19 凝縮器及び蒸発器の伝熱性能

は COP がほとんどかわらなかつたことも示している。これは、図18に示す熱伝達係数は溝付管の方が大きい、溝付管の伝熱面積が平滑管の約0.58倍であるため図19に示すように UA の値がほぼ等しくなったのが原因である。したがって、伝熱促進管を用いれば混合冷媒でも純冷媒でも同様に小さい伝熱面で同じ性能を得ることが可能であるが、混合冷媒を用いて純冷媒より高い COP を得るためには伝熱面積を十分大きく取る必要がある。なお、熱源条件が COP に及ぼす影響は、溝付管の場合も図9～図14に示した平滑管の場合と定性的には同じであった。

3.4 ヒートポンプシステムのシミュレーション

シミュレーションを次の3つの仮定の元で行った。

- (1) 冷媒の圧縮過程及び絞り膨張過程での変化はそれぞれ等エントロピー変化及び等エンタルピー変化である。
- (2) 凝縮器及び蒸発器では圧力降下は無視する。
- (3) 凝縮器及び蒸発器は長さを除いて本実験で用いたものとまったく同じ形状、材質である。

計算は、凝縮器及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本実験で得られた熱伝達係数の整理式より求めて行った。与えた条件は、冷媒の組成、凝縮器での熱出力、両熱源水の流量及び入口温度、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、熱交換器の長さである。

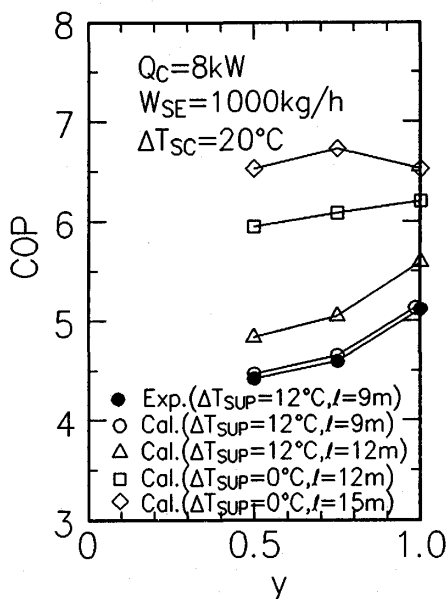


図20 シミュレーション結果

図20は溝付管の実験結果とシミュレーション結果との比較を示す。実験と同じ条件を与えた計算値 (○) は実験値 (●) とよく一致しており、平均熱伝達係数を正確に予測すればヒートポンプの性能を正しく見積ることが可能であると判断できる。△は伝熱長さが平滑管と同じであると仮定した場合、□はさらに蒸発器出口の冷媒の過熱度を0℃にした場合、そして◇は長さ15m、過熱度0℃の場合の予測値を示している。凝縮器及び蒸発器を長くするほど COP は増大する。また、過熱度を12℃から0℃にすると COP は著しく増大する。そして、過熱度0℃で長さを15mにすると $y=0.75$ の混合冷媒の COP が最も高くなることがわかる。以上より、混合冷媒を用いて純冷媒より高い COP を得るためには、冷媒の蒸発器出口過熱度をできるだけ小さくし、かつ十分に伝熱面積を大きくすることが必要である。

4. 結 論

混合冷媒を作動媒体とした蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの性能に関して理論的及び実験的に検討し、以下の結論を得た。

- (1) 露点と沸点との温度差が熱源の温度変化とほぼ等しい混合冷媒 (冷媒の組み合わせと組成比によって決定される最適混合冷媒) を用いれば、熱交換器内でのピンチポイントの出現を避けることができ、熱交換器を高性能化 (熱交換に伴うエクセルギー損失が減少) するほど熱力学的に予測される COP の最高値に近づく特性がある。
- (2) 純冷媒及び露点と沸点との温度差が熱源の温度変化と大きく異なる混合冷媒の場合は、熱交換器を高性能化していくと COP はある一定値に漸近し、それ以上の COP の増加は期待できない。
- (3) 二重管向流式熱交換器を用いて混合冷媒 R22+R114 を作動媒体としたヒートポンプシステムの実験を行い、組成比及び熱源条件が成績係数に及ぼす影響を明らかにした。また、溝付管を用いると平滑管より平均熱通過係数 U は高くなるが、伝熱面積 A との積、 UA 値がほぼ等しければ COP もほぼ等しくなること、及び混合冷媒では冷媒の蒸発器出口過熱度を小さくするほど COP は向上するが、純冷媒ではある値以下ではほぼ一定となることを示した。

- (4) 上述の実験結果に基づいたサイクル性能の予測計算を行い、溝付管の伝熱面積を大きくしかつ蒸発器出口での冷媒の過熱度を0℃とすれば混合冷媒の成績係数が純冷媒より大きくなることを示した。

以上より、温度変化が比較的大きい熱源条件で、露点と沸点との温度差が熱源の温度変化とほぼ等しい混合冷媒を採用し、熱源の負荷変動があれば組成調整を行い、熱交換器の高性能化（伝熱促進、伝熱面積の拡大）をはかり、冷媒の蒸発器出口過熱度をできるだけ小さくすれば、混合冷媒ヒートポンプシステムは従来方式の純冷媒システムより高性能となることが期待されるが、この高性能システムを実現するには、①混合冷媒の相変化伝熱の促進技術の開発、②サイクル性能の評価及び予測法の確立、③システムの運転制御法の確立、④湿り圧縮を含む混合冷媒用圧縮機の開発が不可欠である。

本研究所では、現在、新しく開発されつつある代替フロン冷媒及びその混合冷媒について、新しく設計したプレートフィン式熱交換器を用いて、上記①、②及び③に関する研究を重点的に行っている。今後、本研究を推進することにより、以下のことが期待できる。

- (1) 従来方式の純冷媒サイクルに対して、新方式の混合冷媒ヒートポンプ・冷凍サイクルの概念が確立できる。
- (2) 限られた使用可能な代替フロン冷媒を組み合わせて、使用条件に最適な冷媒を選択するための技術基盤を提供することが可能となる。
- (3) 新方式の高性能熱交換器の最適設計法が確立される。
- (4) 動力及び発電サイクルへの混合媒体の採用に関

する知見が得られる。

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、及び本研究は、当時大学院生の宮良明男君、池上康之君、高雷君、加茂川丈巳君、喜多村稔君、今村巨城君、平岡晋君、並びに現在大学院生の桃木悟君、C. O. Dilao 君、井上順広君、原口英剛君、桑原憲君、新宅浩雄君、戸田一美君の協力によっていることを記して謝意を表する。

文 献

- 1) H. Kruse: Int. J. Refrig., 4-3, 119 (1981).
- 2) 高石吉登: 冷凍, 57-662, 1213 (1982).
- 3) 森藤: 冷凍, 61-702, 337 (1986).
- 4) 藤井哲・小山繁・五島正雄・高松洋: 冷論, 2-3, 169 (1985).
- 5) 藤井哲・小山繁・宮良明男: 冷論, 4-1, 27 (1987).
- 6) 宮良明男・小山繁・藤井哲: 冷論, 7-1, 65 (1990).
- 7) 池上康之・高松洋・小山繁・藤井哲: 第900-71回熱工学部門講演会論文集, 9 (1990).
- 8) 高松洋・小山繁・池上康之・加茂川丈巳・屋良朝康・藤井哲: 機論 (B), 57-537, 327 (1991).
- 9) 高松洋・小山繁・池上康之・喜多村稔・屋良朝康・藤井哲: 機論 (B), 57-539, 327 (1991).
- 10) H. TAKAMATU, Sh. KOYAMA, Y. IKEGAMI, T. YARA: Proc. 18th Int. Cong. Refrig., Montreal, Paper No. 105, (1991).
- 11) 高松洋・池上康之: 九大機能研報告, 4-1, 23 (1990).
- 12) 小山繁・宮良明男・藤井哲・高松洋・米本和生: 機論 (B), 54-502, 1447 (1988).
- 13) 宮良明男・高松洋・小山繁・藤井哲: 機論 (B), 54-505, 2523 (1988).