

# 代替冷媒用ヒートポンプシステムの性能予測

屋良朝康

沖縄工業高等専門学校 技術支援室

## 概要

著者は先に、水を熱源とする蒸気圧縮式ヒートポンプシステムに鉛直対向流型プレートフィン凝縮器および蒸発器を組み込み、冷媒として HCFC 系および HFC 系フロンを用いた実験結果を基にシステム性能（成績係数  $COP$ ）の予測計算法を提案した。本研究では、温水供給を目的として熱交換器熱源水入口温度  $30^{\circ}\text{C}$ 、凝縮器熱源水温度上昇  $35\text{K}$ 、蒸発器熱源水温度降下  $10\text{K}$  の条件において、HFC 系（R32 / R134a）および HC 系（R290 / R600）代替混合冷媒を用いて予測計算を行い、純冷媒の場合は R32 の  $COP$  が最も高く、混合冷媒の場合は  $50\text{wt}\%\text{R290} / 50\text{wt}\%\text{R600}$  の  $COP$  が最も高くなり、 $20\text{wt}\% \sim 60\text{wt}\%$  の領域では HC 系混合冷媒の  $COP$  が高く、その他の領域においては HFC 系混合冷媒の  $COP$  が高くなることを明らかにした。また、混合冷媒 R32 / R134a の場合、純冷媒 R32 に対して混合冷媒の  $COP$  における優位性は小さいが、凝縮圧力において  $24\%$  小さくなることを示し、給湯用ヒートポンプシステムの最適設計において、冷媒の組み合わせおよび組成比の選択は重要であることを示した。

## 1 緒言

冷凍空調分野においては、オゾン層保護および地球温暖化防止の立場から、これまで使用してきたフロン系冷媒に代わり  $\text{CO}_2$ 、 $\text{NH}_3$ 、HC 系自然冷媒が注目され<sup>[1]</sup>、それら代替冷媒を用いた給湯器や家庭用冷蔵庫などが市販され始めており、自然混合冷媒システムのヒートポンプサイクル性能の高性能化に関する研究<sup>[2]</sup>がなされている。しかしながら、HFC 系代替冷媒は、毒性、可燃性及び使用圧力の観点から自然系冷媒に比べて既存システムの改良が最小限ですむ利点があるため、現在でも冷凍空調機器に広く用いられており、HFC 冷媒用ヒートポンプ・冷凍システムの高性能化は重要な研究課題である。

本研究では、著者が先に提案した二成分非共沸混合冷媒用蒸気圧縮式ヒートポンプシステムのサイクル性能予測法<sup>[3]</sup>を用いて、温水供給を目的として HFC 系フロン代替冷媒（R32 / R134a）および HC 系代替冷媒（R290 / R600）を用いた場合、混合冷媒の組み合わせおよび組成比がシステム性能に及ぼす影響について検討し、代替冷媒用ヒートポンプシステムの設計指針を示す。

## 2 予測計算

予測計算は、著者<sup>[4,5]</sup>が提案したフロン系純冷媒および二成分非共沸混合冷媒の凝縮器・蒸発器伝熱性能予測計算およびヒートポンプ性能予測計算方法を HFC フロン系代替冷媒および HC 系冷媒に適用して行う。本計算に使用した熱交換器は鉛直プレートフィン式で冷媒流路（下降流）の両側を冷媒と逆向き（上昇流）に熱源水が流れる対向流型である。流路の幅は  $170\text{mm}$ 、高さ  $6.35\text{mm}$ 、長さ  $1240\text{mm}$  であり、冷媒流路水力直径（ $4 \times$  流路断面積 / 濡れ縁長さ）は  $2.11\text{mm}$ 、熱源水流路水力直径は  $3.00\text{mm}$  である。

### 2.1 予測計算方法

図 1 に混合冷媒の温度—比エントロピー線図の概略図を示す。点 1、2、3 および 4 は凝縮器冷媒入口、凝縮器冷媒出口、蒸発器冷媒入口および蒸発器冷媒出口である。計算では以下の仮定を置いた。

- 1) 圧縮過程 (点 4-1) は等エントロピー変化とする。
- 2) 絞り膨張過程 (点 2-3) は等エンタルピー変化とする。
- 3) 冷媒は凝縮器出口 (点 2) で飽和液, 蒸発器出口 (点 4) で過熱蒸気である。
- 4) 凝縮過程 (点 1-2) では圧力損失を無視するが、蒸発過程 (点 3-4) では圧力損失を考慮する。

予測計算は、凝縮器交換熱量  $Q_{SC}$ 、混合冷媒の低沸点成分の質量分率  $y_b$ 、蒸発器出口冷媒過熱度  $\Delta T_{SUP}$ 、凝縮器熱源水流量  $W_{SC}$  および出口温度  $T_{SCout}$ 、蒸発器熱源水流量  $W_{SE}$  および入口温度  $T_{SEin}$ 、凝縮器および蒸発器長さ  $z_C$  及び  $z_E$  を既知量として与えて行った。以下に計算手順を示す。

- (1) 蒸発器出口圧力  $P_{Eout}$  および凝縮器圧力  $P_C$  を仮定。
- (2) 蒸発器出口の状態量 (過熱蒸気) を計算。(温度  $T_{REout}$ 、比エントロピー  $s_{REout}$ 、比エンタルピー  $h_{REout}$ )
- (3) 凝縮器入口状態量の計算 (過熱蒸気)。比エントロピー  $s_{RCin}$  が  $s_{REout}$  と等しくなるように温度  $T_{RCin}$  を反復計算により求める。(温度  $T_{RCin}$ 、比エントロピー  $s_{RCin}$ 、比エンタルピー  $h_{RCin}$ )
- (4) 凝縮器出口状態量 (飽和液) の計算。(温度  $T_{RCout}$ 、比エントロピー  $s_{RCout}$ 、比エンタルピー  $h_{RCout}$ )
- (5) 冷媒質量流量  $W_R = Q_{SC} / (h_{RCin} - h_{RCout})$  の計算。
- (6) 凝縮器長さ  $z_{Ccal}$  の計算<sup>[4]</sup>。
- (7)  $z_{Ccal} = z_C$  となるまで  $P_C$  を修正し、(3)~(7)を繰り返す。
- (8) 蒸発器長さ  $z_{Ecal}$  および出口圧力  $P_{Eout\_cal}$  の計算<sup>[5]</sup>。
- (9)  $z_{Ecal} = z_E$  となるまで  $P_{Eout\_cal}$  を修正し、(8)~(9)を繰り返す。
- (10)  $P_{Eout\_cal} = P_{Eout}$  となるまで(2)~(10)を繰り返す。

## 2.2 予測計算条件

表 1 に予測計算条件を示す。 $T_{SCin}$  は凝縮器熱源水入口温度、 $T_{SEin}$  は蒸発器熱源水入口温度、 $\Delta T_{SC}$  は凝縮器内熱源水温度上昇、 $\Delta T_{SE}$  は蒸発器内熱源水温度降下である。供試流体として、HFC 系代替純冷媒 R32、R134a および混合冷媒 R32 / R134a、並びに HC 系純冷媒 R290、R600 および混合冷媒 R290 / R600 を用いる。表中の混合冷媒の 10~95 の数値は低沸点成分の質量分率を表わしている。なお、冷媒及び熱源水の熱力学的性質の算出は NIST Refprop Version 8<sup>[6]</sup> によった。

## 2.3 相平衡図

図 2 に混合冷媒の相平衡図を示す。P は圧力、 $y_b$  は低沸点成分の質量分率である。図(a)は混合冷媒 R290 / R600 で破線および実線はそれぞれ圧力が 1.0MPa (凝縮) および 0.5MPa (蒸発) を示し、露点と沸点の温度差は  $y_b = 0.5$  近傍で約 13 K の最大値となる。図(b)は混合冷媒 R32 / R134a で破線および実線はそれぞれ圧力が 3.0MPa (凝縮) および 1.0MPa (蒸発) であり、露点と沸点の温度差は  $y_b = 0.5$  近傍で約 5 K の最大値となる。図より、冷媒の組み合わせおよび組成比により、露点と沸点の温度差は大きく異なることが分かる。

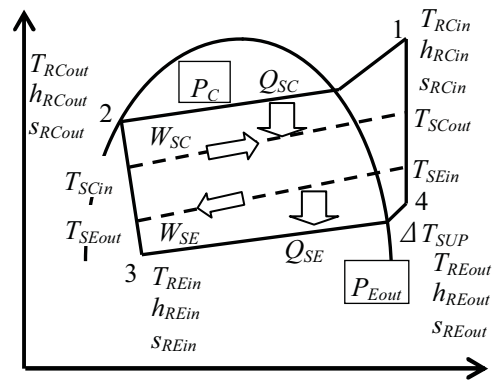


図 1. 温度-比エントロピー線図の概略図

表 1 予測計算条件

$Q_{SC}$	kW	11
$\Delta T_{SUP}$	K	5
$W_{SC}$	kg/h	270
$T_{SCin}, T_{SEin}$	°C	30
$\Delta T_{SC}, \Delta T_{SE}$	K	35, 10
R32 / R134a		10, 25, 50, 75, 95wt%R32
R290 / R600		10, 25, 50, 75, 90, 95wt%R290

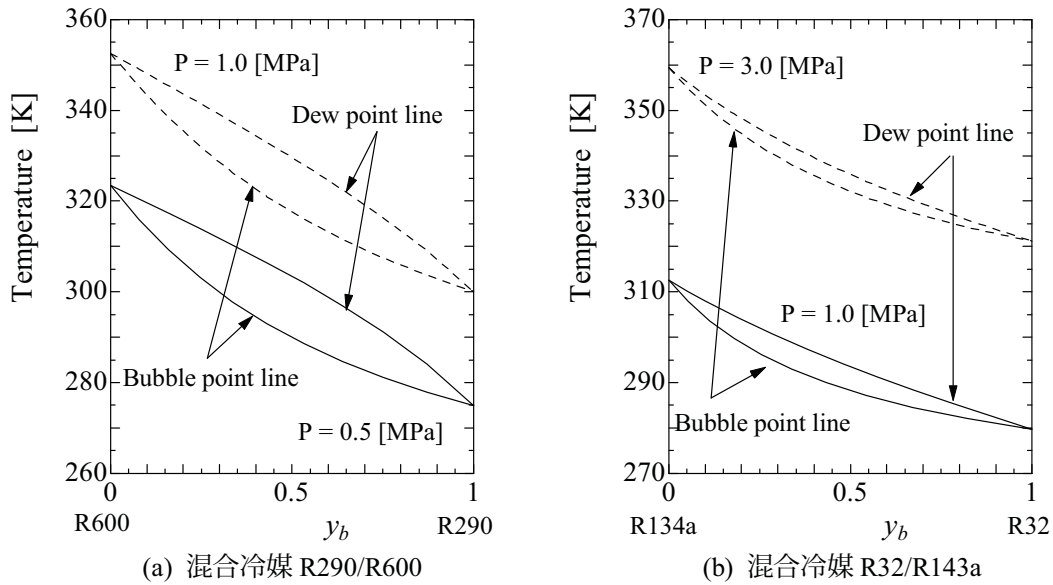


図 2. 相平衡図

### 3 予測計算結果

#### 3.1 圧力および温度、熱流束分布

表 2 に流量、圧力、交換熱量の予測計算結果を示す。表中の R290、R600、R32 および R134a は純冷媒であり、50wt% ( $y_b = 0.5$ ) は混合冷媒 50wt%R290 / 50wt%R600 および 50wt%R32 / 50wt%R134a である。 $W_R$  は冷媒流量、 $P_C$  は凝縮器圧力、 $P_E$  は蒸発器圧力、 $W_{SE}$  は蒸発器熱源水流量、 $Q_E$  は蒸発器交換熱量である。本予測計算では、凝縮器交換熱量を 11kW、凝縮器熱源水温度変化  $\Delta T_{SC}$  は 35K、蒸発器熱源水温度変化  $\Delta T_{SE}$  は 10K としているため、凝縮圧力と蒸発圧力は冷媒の飽和圧力に依存し、また、冷媒流量は冷媒の凝縮および蒸発潜熱に依存する。

表 2 予測計算結果

	R290	50wt%	R600	R32	50wt%	R134a
$W_R$ kg/h	146.0	119.3	126.4	160.2	193.0	272.5
$P_C$ MPa	2.12	1.29	0.74	3.84	2.93	1.87
$P_E$ MPa	0.77	0.39	0.18	1.36	0.97	0.51
$W_{SE}$ kg/h	766.3	790.7	757.1	785.2	787.9	768.6
$Q_E$ kW	8.90	9.18	8.79	9.11	9.15	8.92

図 3 に混合冷媒 R290 / R600、図 4 に混合冷媒 R32 / R134a の熱交換器内の温度、熱流束およびクオリティの冷媒流れ方向の分布を示す。両図とも  $y_b = 0.5$  の混合冷媒の結果であり、図(a)は凝縮器、図(b)は蒸発器の結果である。図中の一点鎖線、短破線および長破線はそれぞれ冷媒温度  $T_b$ 、伝熱面温度  $T_{wR}$  および熱源水温度  $T_S$  であり、実線はクオリティ  $x$ 、二点鎖線は熱流束  $q$  である。図 2 の相平衡図で明らかなように、図 3 では凝縮器および蒸発器内での冷媒温度  $T_b$  は、冷媒流れ方向に約 12K 変化している。図(a)では、冷媒の入口過熱度も小さく  $z = 0.5$  近傍までは冷媒と熱源水の温度差はほぼ一定で熱流束の増加も小さく、その後冷媒と熱源水の温度差の増加とともに熱流束も大きくなる。図(b)の蒸発区間においては冷媒温度と熱源水温度はほぼ平行となっており、熱流束もほぼ一定となっている。図 4 においては、冷媒温度変化は 5K 程度であり、図(a)

では冷媒入口過熱度は大きく、冷媒と熱源水の温度差は入口で大きく、凝縮開始点近傍 ( $z = 0.47$  近傍) で最も小さくなり、出口に向けて大きくなる。熱流束は入口から減少し、凝縮開始点近傍で最小値となった後、出口に向けて大きくなる。図(b)では、冷媒と熱源水の温度差は冷媒入口で最も小さく、蒸発完了点近傍 ( $z = 1.14$  近傍) で最も大きくなる。熱流束は伝熱面温度が上がり始める点 ( $z = 0.76$  近傍) まで増加した後、急激に減少する。蒸発器において、熱流速が急激に減少するのは、伝熱面上の液膜が破断して乾き面が形成される為である。

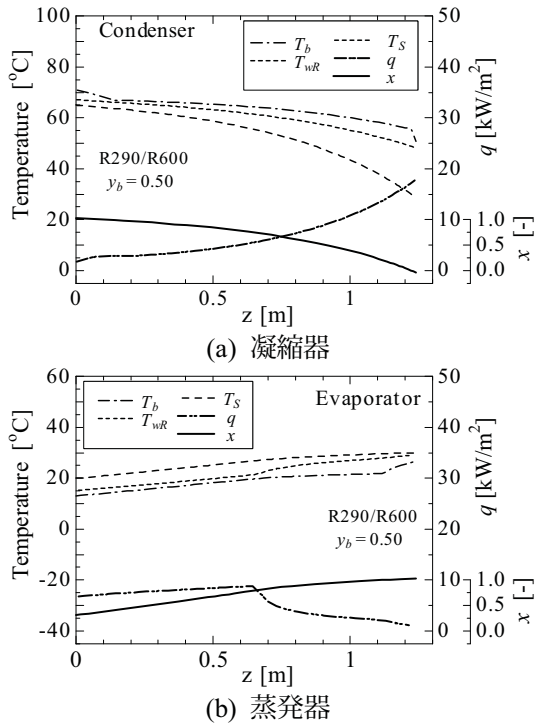


図3. 熱交換器内の温度、熱流束およびクオリティ分布 (混合冷媒 R290/R600 の場合)

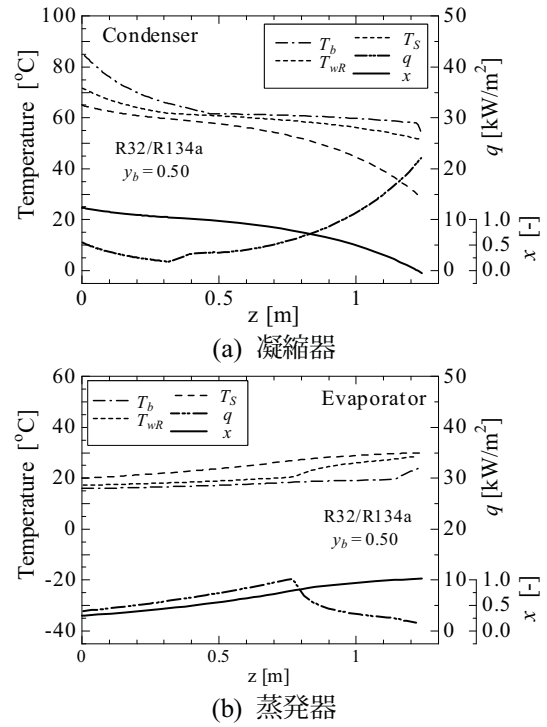


図4. 熱交換器内の温度、熱流束およびクオリティ分布 (混合冷媒 R32/R134a の場合)

### 3.2 成績係数

図5に成績係数  $COP$  と低沸点成分の組成比  $y_b$  の関係を示す。 $COP$ は次式で算出した。

$$COP = \frac{\text{凝縮器交換熱量: } Q_C}{\text{圧縮機仕事: } L} \quad (1)$$

図中の●印は HFC 混合冷媒 R32 / R134a、○印は HC 混合冷媒 R290 / R600 の結果である。本熱源条件においては、純冷媒の場合は R32 の  $COP$  が最も高く、HC 冷媒より HFC 冷媒の  $COP$  が高いことが分かる。混合冷媒の場合、HC 混合冷媒の  $y_b = 0.2 \sim 0.6$  の範囲で高い値を示し、 $y_b = 0.5$  の  $COP$  が最も高い。しかし、その他の組成比においては HFC 混合冷媒が高くなる。HFC 混合冷媒の場合、 $y_b = 0.5$  で  $COP$  は最大となるが、R32 との差は約 2% と小さく、混合冷媒の優位性は小さい。

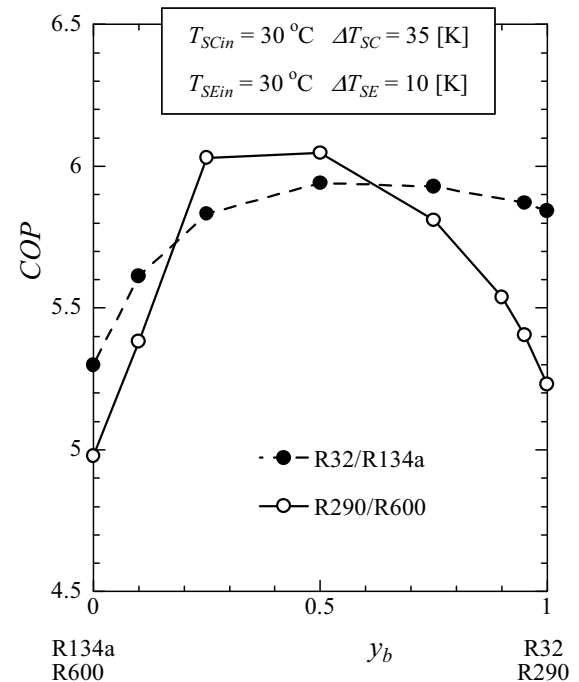


図5. 成績係数  $COP$  と組成比  $y_b$  の関係

しかしながら、表2に示す凝縮圧力  $P_c$  は混合冷媒の場合 24%低く、システムの耐圧を考慮した場合は混合冷媒を用いる方が良いことが分かる。一方、HC 冷媒の場合、混合冷媒の COP は純冷媒に比して約 16%高くなり、混合冷媒を用いる方が良いことが分かる。熱源水の条件によって、システム性能が最も高くなる最適な冷媒の組み合わせおよび混合冷媒の組成比が存在し、また、耐圧なども含めシステムを設計する上で冷媒の選択は重要となる。

#### 4 まとめ

フロン系二成分非共混合冷媒のヒートポンプサイクル性能予測計算法を用いて HFC 系代替冷媒 R32 / R134a および HC 系冷媒 R290 / R600 について、熱源水入口温度 30°C、凝縮器内熱源水温度上昇 35K、蒸発器内熱源水温度降下 10K の条件で予測計算を行い以下の結論を得た。

- (1) 純冷媒の場合、R32 の成績係数が最も高く、HC 系冷媒に比して HFC 系冷媒の COP が高い。
- (2) 混合冷媒の場合、 $y_b = 0.2 \sim 0.6$  の範囲では HC 系混合冷媒の COP が高く、その他の領域においては HFC 系混合冷媒の COP が高い。
- (3) 混合冷媒 R32/R134a の場合、混合冷媒と R32 の COP の差は 2%であり、混合冷媒の優位性は小さい。しかし、混合冷媒の凝縮圧力は R32 に比して 24%小さくなり、耐圧を考慮すると混合冷媒を用いるほうが良い。
- (4) HC 系混合冷媒の場合、純冷媒に比して  $y_b = 0.5$  の COP は 16%高い。

以上の結果より、本計算条件においてヒートポンプシステムの性能が最大となる冷媒の組み合わせおよび組成比が存在することが分かる。また、冷媒の可燃性、毒性、圧力などの問題点を解決するために混合冷媒として用いることは有効であり、種々の熱源条件に対応して冷媒の組み合わせおよび組成比を適切に選択し、高性能混合冷媒用ヒートポンプシステムの設計・開発には、予めシステム性能を検討することは重要である。

#### 参考文献

- [1] H.S. Lee, et al, “Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 49, (2006), pp. 1922 - 1927.
- [2] 尾中 洋次、他、“CO2/DME 混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能解析”、日本冷凍空調学会論文集、Vol.26、No.3 (2009)、pp.53 - 60
- [3] S. KOYAMA and T. YARA, “PERFORMANCE EVALUATION OF A VAPOR COMPRESSION HEAT PUMP CYCLE USING BINARY ZEOTROPIC REFRIGERANT MIXTURES”, Proceedings of the 5th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference (CD ROM), No. 6403 (1999), 1~8
- [4] 屋良 朝康、小山 繁、“二成分混合冷媒のプレートフィン凝縮器内での伝熱特性の予測計算法”、日本冷凍空調学会論文集、Vol.23、No.3 (2006)、pp.187 - 197
- [5] 屋良 朝康、小山 繁、“流下液膜式プレートフィン蒸発器内での二成分混合冷媒の伝熱特性の予測計算法”、日本冷凍空調学会論文集、Vol.24、No.4 (2007)、pp.441 - 421
- [6] E. W. Lemmon, et al, NIST REFPROP Ver.8, (2007)