

混合冷媒用ヒートポンプサイクルの性能予測

屋良 朝康

沖縄工業高等専門学校 技術支援室

1. 概要

著者は先に、圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器からなる水熱源蒸気圧縮式ヒートポンプシステムに、熱交換器として鉛直対向流型プレートフィン式を組み込み、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 25°C 、凝縮器熱源水温度上昇 35K （出口温度 60°C ）、蒸発器熱源水温度降下 10K （出口温度 15°C ）の条件において、純冷媒 R600、R32 および R134a 並びに混合冷媒 50wt%R134a / 50wt%R600 および 50wt%R32 / 50wt%R134a を用いて予測計算を行い、冷媒の熱力学特性および熱物性値に依存する凝縮・蒸発圧力や圧縮仕事などのサイクル特性について検討した。そして、混合冷媒は組み合わせた純冷媒の間の特性となり、混合冷媒 50wt%R32 / 50wt%R134a のサイクル性能（成績係数： COP ）が最も高くなることを明らかにし、温水供給用ヒートポンプシステムの設計・開発において、冷媒の組み合わせは重要であることを示した。

2. 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 CO_2 、 NH_3 、HC 系自然冷媒が注目され^[1]、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^[2]がなされている。しかしながら、HFC 系代替冷媒は、毒性、可燃性が小さく、また、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^[3]を用いて、温水供給を目的として HFC 系混合冷媒（R32 / R134a）および HFC 系/HC 系混合冷媒（R134a / R600）を用いた場合、混合冷媒の組み合わせがシステムのサイクル性能に及ぼす影響について検討する。

3. 予測計算

予測計算は、著者^[4, 5]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法およびヒートポンプ性能予測計算法を HFC 系冷媒および HC 系冷媒に適用して行う。

3.1 熱交換器

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（セレートフィン流路）の両側に熱源水流路（プレーンフィン流路）を設けた 3 層構造となっている。冷媒は鉛直下向きに流れ、冷媒と逆向きに熱源水が流れる対向流型である。流路の幅は 170mm 、高さ 6.35mm 、長さ 620mm であり、冷媒流路水力直径（ $4 \times$ 流路断面積 / 濡れ縁長さ）は 2.11mm 、熱源水流路水力直径は 3.00mm である。図 1 にフィン詳細図を示す。

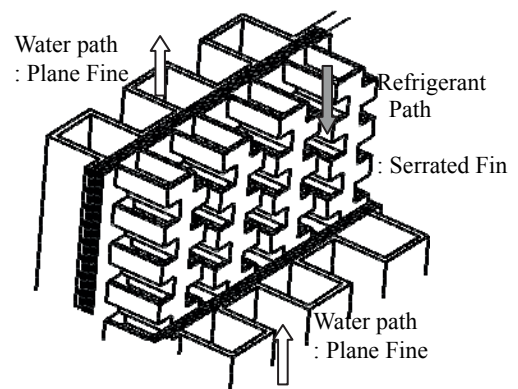


図 1 フィン詳細図

3.2 混合冷媒の特性

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 R134a / R600 で破線および実線はそれぞれ圧力が 1.0MPa (凝縮) および 0.3MPa (蒸発) を示し、露点と沸点の温度差は $y_b = 0.3$ 近傍で約 22K の最大値となる。本計算に用いた $y_b = 0.5$ の温度差は約 17K である。 $y_b = 0.85$ 以上の領域では露点と沸点の温度差は 1K 以下となっている。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。このように、圧力一定のもとで露点と沸点が異なる冷媒を、非共沸混合冷媒という。また、飽和圧力、可燃性や毒性などの純冷媒の特性上の欠点なども混合することで影響を小さくすることができ、使用可能な冷媒の種類が増え、多様な熱源条件への対応が可能となる。

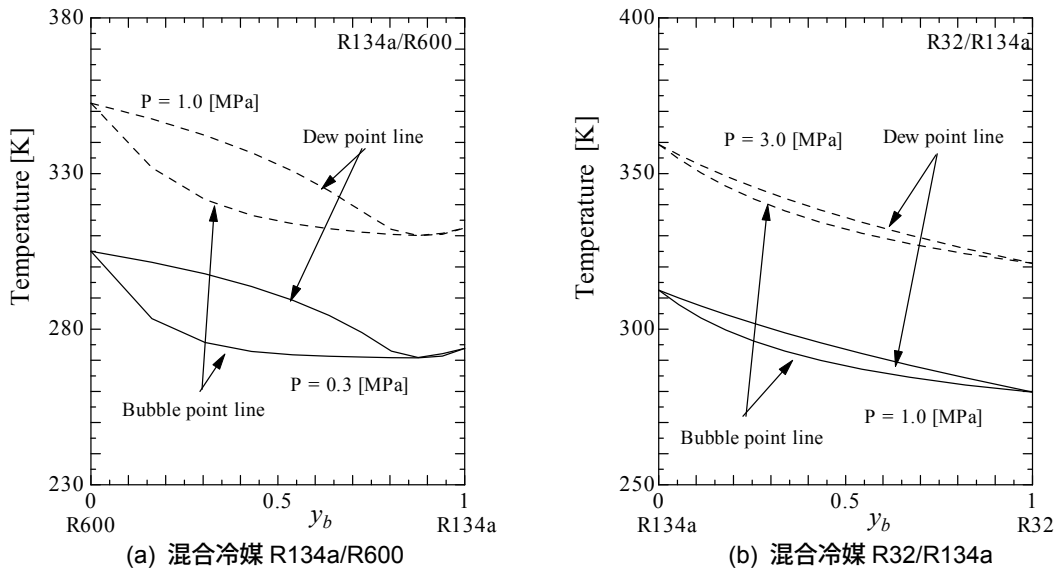


図2 相平衡図

3.3 予測計算方法

図3に混合冷媒の温度—比エントロピー線図 ($T-s$ 線図) の概略図を示す。点 a、b、c および d 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 d—a) は等エントロピー変化とする。
- 2) 絞り膨張過程 (点 b—c) は等エンタルピー変化とする。
- 3) 冷媒は凝縮器出口 (点 b) で飽和液、蒸発器出口 (点 d) で過熱蒸気である。
- 4) 凝縮過程 (点 a—b) では圧力損失を無視するが、蒸発過程 (点 c—d) 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 ΔT_{SUP} 、凝縮器熱源水流量 W_{SC} および入口温度 T_{SCin} 、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})

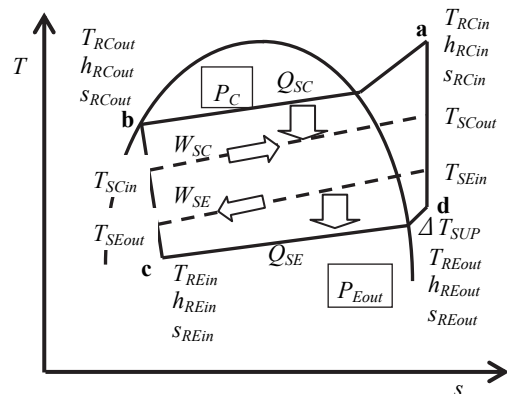


図3 温度—比エントロピー線図の概略図

- (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^[4]。
- (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^[5]。
- (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。

3.4 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、 ΔT_{SC} は凝縮器内熱源水温度上昇、 ΔT_{SE} は蒸発器内熱源水温度降下である。供試流体として、純冷媒 R600、R32 及び R134a、混合冷媒 R134a / R600 および R32 / R134a を用いる。なお、冷媒及び熱源水の熱力学的性質の算出は NIST Refprop Version 8^[6] によった。

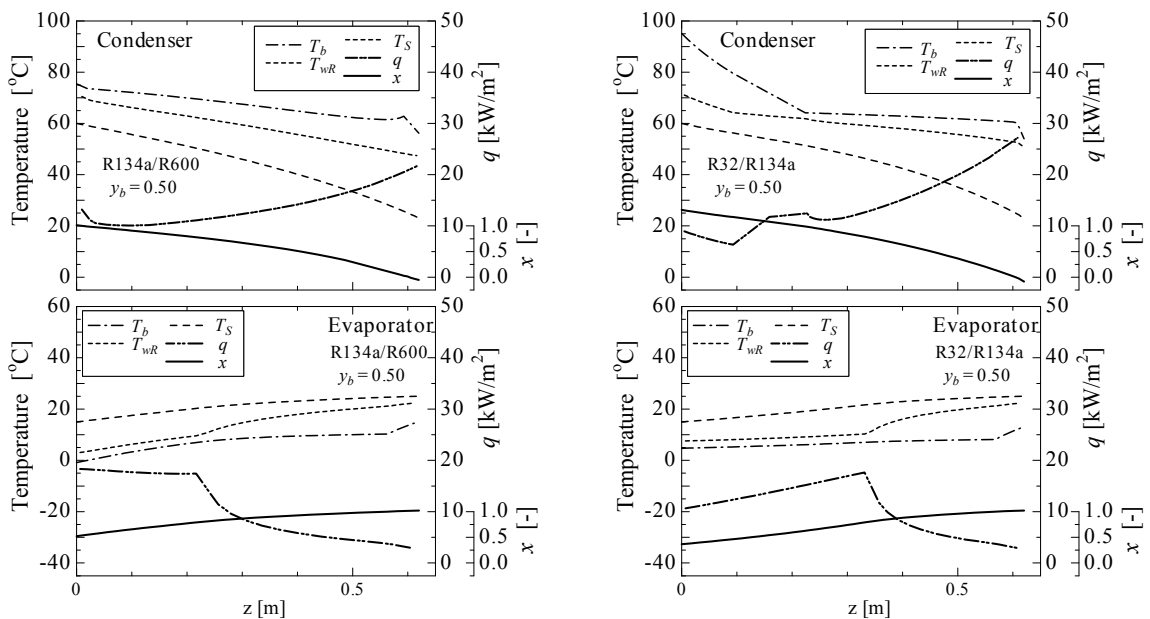
表1 予測計算条件

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

4. 予測計算結果

4.1 冷媒流れ方向の温度、熱流束分布

図4に熱交換器内の温度、熱流束およびクオリティの冷媒流れ方向（ $z = 0$ が冷媒入口）の分布を示す。図(a)は混合冷媒 R134a / R600、図(b)は混合冷媒 R32 / R134a の結果である。両図とも低沸点成分の質量分率 y_b は0.5であり、上図は凝縮器、下図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(a)の凝縮器内での T_b は、冷媒流れ方向に約17K変化している。また、冷媒と熱源水との温度差は凝縮開始点近傍（ $z = 0.02m$ ）で最も小さく、冷媒流れ方向に大



(a) 混合冷媒 R134a/R600 の場合

(b) 混合冷媒 R32/R134a 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

きくなり、熱流束も冷媒流れ方向に大きくなる。下図の蒸発区間 ($z = 0 \sim 0.51\text{m}$) において冷媒温度と熱源水温度はほぼ平行となっている。熱流束は T_{wR} が上がり始める $z = 0 \sim 0.23\text{m}$ の区間においてはほぼ一定値を示し、その後急激に減少する。図(b)においては、上図の凝縮器において凝縮区間 ($z = 0.22 \sim 0.61$) の冷媒温度変化は 5K 程度であり、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 ($z = 0.22$) 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た後、出口に向けて大きくなる。下図の蒸発器では、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 ($z = 0.53$) で最も大きくなる。熱流束は T_{wR} が上がり始める点 ($z = 0.34$) まで増加した後、急激に減少する。凝縮区間の温度変化は、図 2 に示した相平衡図の露点と沸点の温度差に対応している。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。

4.2 ヒートポンプサイクル特性

表 2 に予測計算結果を示す。表中の R600、R134a および R32 は純冷媒であり、純冷媒の間にある 50wt% は混合冷媒 50wt%R134a / 50wt%R600 および 50wt%R32 / 50wt%R134a である。 Δh_C は凝縮器、 Δh_E は蒸発器、 Δh_L は圧縮機の出入口比エンタルピー差の結果であり、 W_R は冷媒流量、 L は圧縮仕事、 P_C は凝縮器圧力、 P_E は蒸発器圧力、 Q_E は蒸発器交換熱量の結果を示す。表より Δh_C は R600 が最も大きく、R134a が最も小さいことが分かる。本計算において W_R は、凝縮器交換熱量は 11kW とし次式で求める為 (計算手順(5)参照)、R134a が最も多くなり R600 が最も少なくなる。

$$W_R = \frac{\text{凝縮器交換熱量}}{\text{凝縮器出入口比エンタルピー差}} = \frac{11}{\Delta h_C} \quad (1)$$

また、 Δh_L は R134a が最も小さく、R600 が最も大きくなる。 L は次式で求めている為、R134a と R600 はほぼ同じ値となり、R32 と混合冷媒 R32/R134a の L 値もほぼ同じ値となっている。

$$L = W_R \times \Delta h_L \quad (2)$$

熱交換器圧力 P_C および P_E は、熱原水入口温度を 25℃、凝縮器熱源水温度変化 ΔT_{SC} は 35K、蒸発器熱源水温度変化 ΔT_{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する。圧力は R32 が最も高く、R600 が最も低い。また、混合冷媒の圧力はそれぞれの純冷媒の間にあることが分かる。

表 2 予測計算結果

	Δh_C (点 a - 点 b) kJ/kg	Δh_E (点 d - 点 c) kJ/kg	Δh_L (点 a - 点 d) kJ/kg	W_R kg/h	L kW	P_C MPa	P_E MPa	Q_E kW
R600	311.6	232.9	78.7	127.1	2.78	0.76	0.14	8.22
50wt%	231.7	176.0	55.8	171.0	2.65	1.40	0.25	8.35
R134a	143.9	107.9	36.0	275.0	2.75	1.97	0.38	8.25
50wt%	209.8	161.2	48.6	188.6	2.55	3.10	0.69	8.45
R32	257.4	197.5	59.9	153.7	2.56	4.04	0.99	8.44

図 5 に圧力-比エンタルピー線図 (P-h 線図) を示す。図(a)は純冷媒 R600、図(b)は混合冷媒 50wt%R134a / 50wt%R600、図(c)は純冷媒 R134a、図(d)は混合冷媒 50wt%R32 / 50wt%R134a、図(e)は純冷媒 R32 の結果である。図中の T は温度、 s は比エントロピーであり、●印の a 点、b 点、c 点および d 点はそれぞれ凝縮器入口 (圧縮機出口)、凝縮器出口 (膨張弁入口)、蒸発器入口 (膨張弁出口) および蒸発器出口 (圧縮機入口) の状態点を示す。表 2 に示したように、図より、凝縮器出入口比エンタルピー差 Δh_C (点 a-点 b) および蒸発器出入口比エンタルピー差 Δh_E (点 d-点 c) は R600 が最も大きく、R134a が最も小さいことがわかる。また、圧縮機出入口比エンタルピー差 Δh_L (点 a-点 d) は、R134a が最も小さく、R600 が最も大きい。しかし、R134a は冷媒流量が多いため、表 2 に示すように圧縮仕事が大きくなる。混合冷媒の各値は、組み合わせた純冷媒の間の値となることが分かる。ヒートポンプサイクル性能は、凝縮潜熱 ($\equiv \Delta h_C$) および

圧縮仕事など冷媒の熱力学的性質に大きく依存し、その特性を把握することも重要であることが分かる。

4.3 成績係数 (COP)

図6に各冷媒の成績係数 COP 値を示す。 COP は次式で算出した。

$$COP = \frac{\text{凝縮器交換熱量}}{\text{圧縮仕事}} = \frac{Q_c}{L} \quad (3)$$

COP 値は混合冷媒 R32 / R134a が最も大きく、R32、混合冷媒 R134a / R600、R134a、R600 の順に小さくなる。本予測計算条件においては、R134a と R600 の組み合わせの場合、混合冷媒に比して純冷媒の COP 値は低い。これは、表2、図5に示すように、R134a の場合、 Δh_L は最も小さいが、 Δh_C が最も小さくなる為に冷媒流量が増え、結果として圧縮仕事が増えることによる。R600 の場合、 Δh_C は最も大きく冷媒流量は小さくなるが、 Δh_L が最も大きい為に圧縮仕事が増えることによる。混合冷媒の場合、R600 に比して、 Δh_C で 26% 小さくなり W_R が 35% 大きくなるが、 Δh_L が 29% 小さくなり、結果として COP は 5% 大きくなる。R32 と R134a の組み合わせの場合、R32 と混合冷媒の COP 値はほぼ同じ値となっている。これは、 Δh_C 、 Δh_L および W_R の値より、 L がほぼ同じ値となる為である。しかし、混合冷媒の凝縮器圧力は R32 に比して 23% 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。熱源水の条件によって、サイクル性能 (COP) が最も高くなる最適な冷媒の組み合わせが存在し、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。

5. 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混合冷媒 R134a / R600 および混合冷媒 R32 / R134a について、熱源水入口温度 25°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) COP 値は混合冷媒 R32 / R134a が最も大きく、R32、混合冷媒 R134a / R600、R134a、R600 の順に小さくなる。
- (2) 混合冷媒 R134a / R600 の場合、R600 に比して、 Δh_C で約 26% 小さくなり W_R が 35% 大きくなるが、 Δh_L が 29% 小さくなり、結果として COP は 5% 大きくなる。

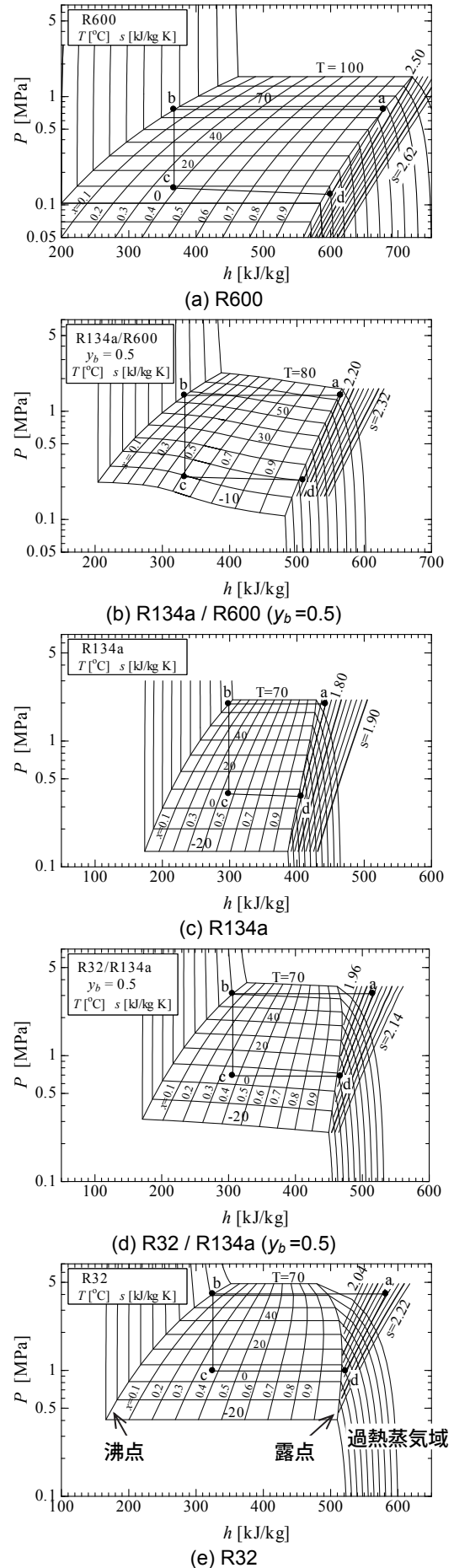


図5 圧力-比エンタルピー線図

(3) 混合冷媒 R32/R134a の場合、R32 と混合冷媒の COP 値はほぼ同じ値となっている。これは、 Δh_C 、 Δh_L および W_R の値より、 L がほぼ同じ値となる為である。

(4) 混合冷媒 R32/R134a の凝縮圧力は R32 に比して 23% 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。

本計算条件においてヒートポンプシステムのサイクル性能 (COP) は冷媒の組み合わせにより約 9% 変化し、混合冷媒の COP が高いことが分かった。また、冷媒の可燃性、毒性、飽和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る。

種々の熱源条件に対応した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、凝縮器、蒸発器および圧縮機出入口比エンタルピー差 (凝縮潜熱、蒸発潜熱および過熱蒸気域における等エントロピー特性) などの冷媒の熱力学的性質を把握して冷媒の組み合わせおよび組成比を適切に選択し、熱交換器の伝熱性能を考慮したシステムのサイクル性能を、予め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).

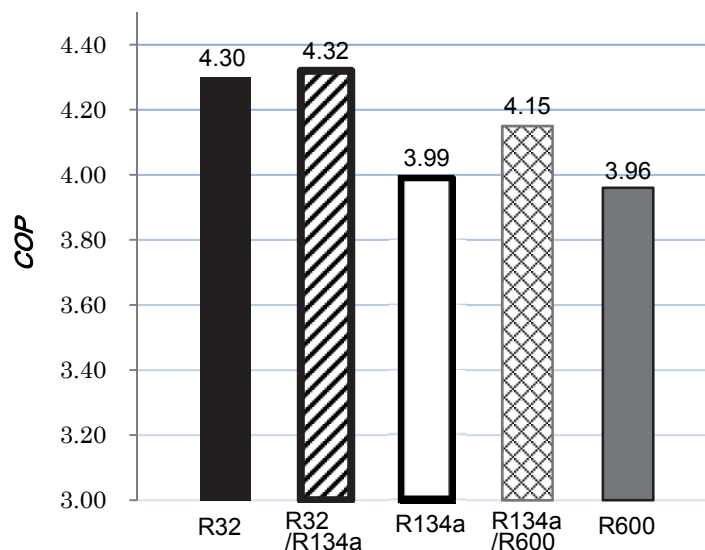


図6 各冷媒の成績係数 (COP)