

プレート式凝縮器の凝縮熱伝達係数整理方法の比較 — 作動流体が HFC-134a の場合 —

中岡 勉^{*1}, 西田哲也^{*2}, 一瀬純弥^{*2}
池上康之^{*3}

Comparison of methods of data arrangement for the heat transfer coefficient of condensation of the plate type condenser

— HFC-134a as working fluid —

Tsutomu NAKAOKA^{*4}, Tetsuya NISHIDA, Junya ICHINOSE
and Yasuyuki IKEGAMI

^{*4}National Fisheries University

2-7-1 Nagatahon-machi Simonoseki-City, Yamaguchi 759-6595, Japan

The present paper describes comparison of methods of data arrangement for the heat transfer coefficient of the plate type condenser. HFC-134a is used as working fluid. The plate number of this plate type condenser is 28 plates, and the total heat transfer area is 2.66 m². Heat transfer coefficient of condensation are obtained for methods of data arrangement of the region of saturation in heat transfer area of the plate in case of case a) and the whole length of heat transfer area of the plate in case of case b). In case of case a), the overall heat transfer coefficient of plate type condenser is about 2250 ~ 3300 (W/m² · K) when the velocity of the cold water is 0.18 ~ 0.41 m/s. The heat transfer coefficient of condensation compared with the result of the commercial plate the condenser.

Key Words : Plate type condenser, Condensation, Heat transfer coefficient, HFC-134a

1. 緒 言

現在、原油価格の高騰や CO₂ 濃度上昇による地球温暖化、酸性雨、特定フロンによるオゾン層の破壊など、化石燃料の使用は、さまざまな社会問題を招いている。そのために、こうした問題の解決が急務となっている。また、ヒートポンプシステム、冷凍システムの冷媒には、HCFC22 と HCFC502 が主に使用されている。しかし、これらの冷媒は、地球温暖化係数やオゾン破壊係数が高いために、その使用は2020年で使用禁止になることが決定されている。そこで、HCFC-22 と HCFC-502 の代替冷媒として、フロン系の HFC 冷媒や自然冷媒が候補に挙がっている。

また、現在、ヒートポンプシステムに用いる熱交換器には、多管円筒型を用いた満液式の熱交換器が多く研究されている。しかし、HFC 系の代替

冷媒は、地球温暖化係数が零ではないので、冷媒の1冷凍トンあたりの使用量を極力少なくすることが重要な課題となっている。この問題を解決する方法としてプレート式熱交換器を用いたヒートポンプシステムが注目されている。

プレート式熱交換器は、複雑な流路を冷媒が通るため、乱流効果により少流量でも高い伝熱性能が得られる。また、冷媒と熱源側の流体を向流に流すことが出来るため、終端温度差を最大限に利用できる。プレート式熱交換器は、多管式熱交換器と比べると、重量で25~30%、据付スペースで40~50%、冷媒充填量で40~50%も削減できる¹⁾。このように、他の熱交換器に対する優位性や伝熱性能などが、多くの研究者らによって検討されてきた²⁻⁷⁾。

池上ら⁸⁾は、ヒートポンプの凝縮器と蒸発器にプレート式熱交換器、冷媒にアンモニアを使用した地中熱ヒートポンプについて、性能解析を行っ

*1 水産大学校 水産学研究所 (759-6595 下関市永田本町 2-7-1)。

*2 水産大学校 海洋機械工学科 (759-6595 下関市永田本町 2-7-1)。

*3 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1

ている。しかし、アンモニアは可燃性や毒性を有するため、住宅、オフィスビル、医療機関などでは十分な普及に至っていない。

一方、システムの経済性を高めるためには、プレート式熱交換器の製造コストの削減も重要である。この場合、安価な材料や容易な加工技術、伝熱性能の高い材料の利用などから、7/3黄銅などが有力な候補として挙げられる。しかし、この場合、アンモニア冷媒は、腐食の問題から利用できない。そこで、著者らは、代替フロン冷媒の中で地球温暖化係数が小さく、大気中寿命が短いHFC-134a⁹⁾に注目した。また、代替フロン冷媒を用いたプレート式熱交換器の研究は、Yanら¹⁰⁾、Jokarら¹¹⁾によって行われているのみである。

以上のことから、実機での設計に反映しうる凝縮熱伝達係数を見積もるための研究は十分ではない。また、プレート式熱交換器の性能は、蒸気の状態について大きく変わってくるが、蒸気の状態を考えて領域を考慮した性能は十分明らかにされていない。

そこで、本研究は、プレート式熱交換器の性能を、蒸気の状態が過熱、飽和、過冷却を含んだ蒸気の状態を領域毎に分けた場合と熱交換器の熱源、凝縮側の入口、出口の状態で整理した場合について比較検討を行い、その整理方法について評価する。本研究は、ヒートポンプシステムの冷媒としてHFC-134aを用い、プレート式熱交換器には、従来用いられている液-液式熱交換器を用いたヒ-

トポンプシステムについて、熱源側の熱伝達係数、冷媒側の凝縮熱伝達係数の測定の実験を行った。また、従来の実験結果との比較を行った。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図1に、実験装置のフロー線図を示す。実験装置の主な構成機器は、圧縮機、セパレータ、プレート式凝縮器、レシーバータンク、ドライヤー、液-ガス熱交換器、膨張弁、プレート式蒸発器からなる。また、熱源側の構成機器は、冷凍機、冷却水タンク、冷却水循環ポンプ、ボイラー、温水-ブライン熱交換器、ブラインタンク、ブライン循環ポンプからなる。

図2は、実験装置の写真を示す。また、図3は、プレート式凝縮器と蒸発器まわりの写真を示す。

冷媒のHFC-134aは、圧縮機で圧縮されて蒸気になった後、オイルセパレータで蒸気中に混入した潤滑油が取り除かれる。この蒸気は、凝縮器へ送られ重力方向下向きに流れ、あらかじめ冷凍機で冷やされた冷却水と熱交換を行い凝縮する。その後、レシーバータンク、ドライヤー、液-ガス熱交換器を通り、膨張弁に入る。液体は、ブラインと熱交換し、蒸発して圧縮機に戻る。なお、ブラインは温水ボイラーによって加熱される。

実験データの測定箇所は、ヒートポンプシステムと熱源の圧力、温度、流量、圧縮機の回転数、

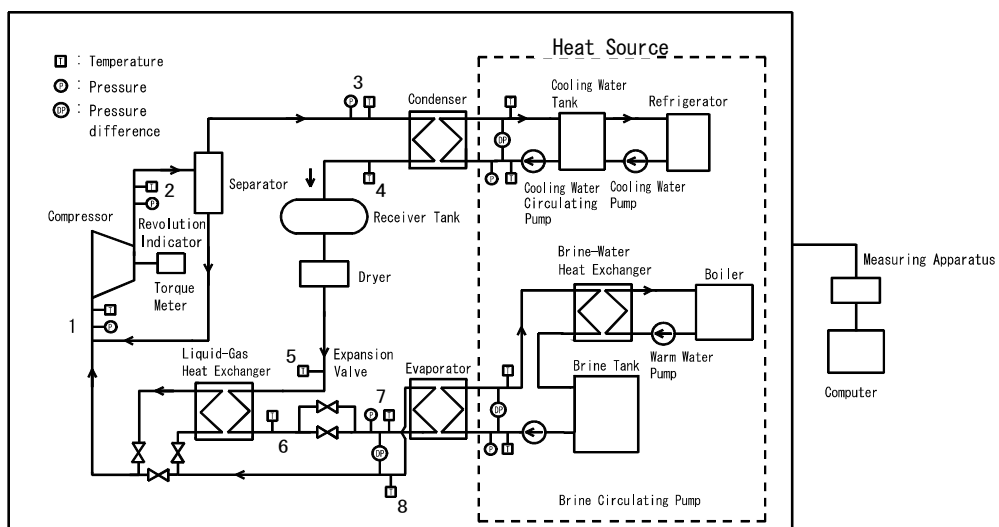


Fig. 1 Flow chart of experimental apparatus

トルクである。

各測定機器の形式、精度は以下の通りである。

圧力測定は、ヒートポンプシステム側では、歪みゲージ式圧力変換器（PGS-10KA、圧力： 9.8×10^5 Pa 用、精度： $\pm 0.5\%$ 以内）、（PGS-50KA、圧力： 4.9×10^6 Pa 用、精度： $\pm 0.5\%$ 以内）で行った。温度は、ステンレス製サーミスタ（JPt 100 Ω （JIS-C1604-1989）、精度： $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ）を用いて測定し、ヒートポンプシステム側で8箇所、熱源側では4箇所で行った。流量は、電磁流量計（精度： $\pm 0.5\%$ 以内）を用いて作動流体流量、冷却水流量、ブライン流量を計測した。

以上の各測定値は、データロガー（UCAM-10B）で集録し、温度は抵抗-電圧変換器を介し、プログラマブルペンレコーダ（HR-3324）で集録し、GP-IB インターフェースを通してパーソナルコンピュータで処理を行った。

2.2 プレート式凝縮器の寸法およびプレート伝熱面

図4は、実験に使用したプレート式凝縮器の寸法を示す。プレート式凝縮器は、長さが617mm、幅が192mm、奥行きが143mmのプレート式熱交換器である。

図5(a)(b)は、プレート伝熱面の写真を示す。図5(a)は冷媒側、(b)は冷却水側の伝熱面である。プレート伝熱面の溝の形状は、ヘリンボーンとなっている。

表1は、プレート式凝縮器の仕様を示す。プレート伝熱面の有効長さ l は531mm、プレート伝熱面の有効幅 w は179mm、プレートの厚さ t は0.4mm、プレートの間隔 δ （最小～最大）は2.5mm～5.0mm、波形の深さ h は2.5mm、波形のピッチ p は8.8mm、波形の傾斜角度 β は流れの方向に対して 60° である。有効なプレート枚数は28枚、有効な総伝熱面積は2.66 m^2 、プレート材質 λ_w はSUS316 である。相当直径 D_{eq} は、 2δ （ $= 2 \times 2.5\text{mm}$ ）を使用した。

2.3 実験方法および条件

実験は、熱源側の冷却水循環ポンプ、冷水ポンプ、冷凍機、温水ボイラーの順に作動させたのち、ヒートポンプシステムを運転する。はじめに、冷却水循環ポンプ、ブライン循環ポンプの運転が開始する。その後、圧縮機が運転され、膨張弁が開いてヒートポンプシステムの運転が開始する。冷却水入口温度とブライン入口温度の設定は、ヒートポンプシステムの制御盤の温度設定器で行った。実験データの測定は、冷却水入口温度とブライン入口、および各所の定常状態を確認後

Table 1 Dimension of plate type condenser

Length of plate (effective)	l	[mm]	617 (531)
Width of plate (effective)	w	[mm]	192 (179)
Thickness of plate	t	[mm]	0.4
Clearance of plate	δ	[mm]	2.5(min), 5.0(max)
Depth of fluted	h	[mm]	2.5
Pitch of fluted	p	[mm]	8.8
Angle of fluted	β	[$^\circ$]	60
Number of plate (effective)		[-]	30 (28)
Heat Transfer area of plate (effective)	A	[m^2]	2.85 (2.66)
Thermal conductivity	λ_w	[W/m \cdot K]	15.5
Equivalent diameter	D_{eq}	[mm]	2δ ($= 2 \times 2.5\text{mm}$)

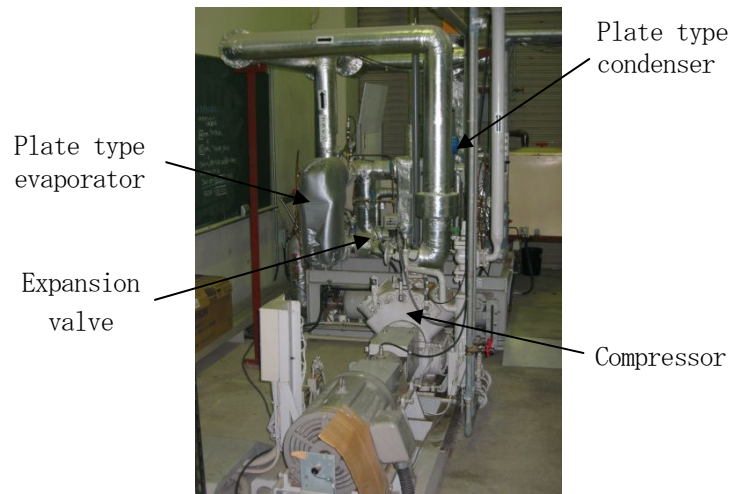


Fig. 2 Photograph of experimental apparatus

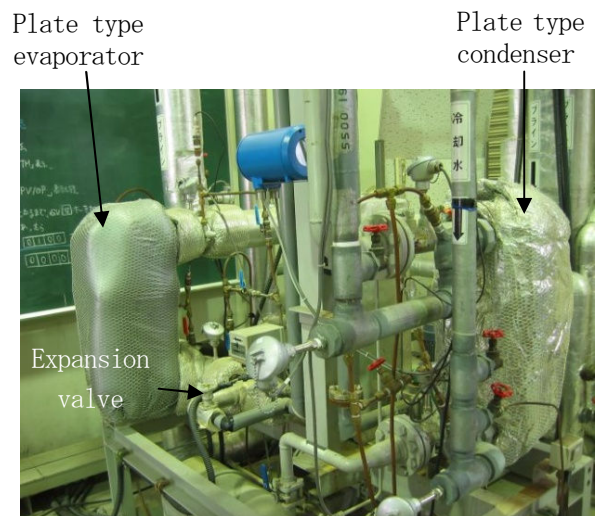


Fig. 3 Photograph of plate type condenser and evaporator

表 2 は、実験条件を示す。冷媒は、HFC-134a を使用した。冷却水入口温度は 21.2~31.0℃、冷媒入口温度は 44.8~54.3℃、冷却水流量は 1.2~2.8kg/s の範囲で行った。

3. 実験結果および考察

プレート式凝縮器の熱伝達係数の整理は、(a)、(b) の 2 つの整理について行った。(a) の整理の場合 (case a)) は、図 6 (a) に示すように、プレートの領域を 3 つに分けて行った。また、図 6 (b) に示すように、(b) の整理の場合 (case b)) は、プレート全体の領域について行った。

3.1 プレート式凝縮器の領域について

1. case a)

図 6 (a) (b) は、プレート式凝縮器の伝熱面での温度変化と冷媒の状態を示す。図 6 (a) の場合、蒸気は、プレート式熱交換器に過熱蒸気であり、飽和蒸気となる。その後、過冷却の状態となっていると考えられる。ここでは、この過熱、飽和、過冷の 3 つの領域 (Region 1, 2, 3) を考えて整理を行った。

図 6 (a) より、3 つの領域は、プレート式凝縮器において過熱領域が使う伝熱面積②と過冷領域が使う伝熱面積④を除き、飽和領域の伝熱面積の伝熱面積⑥を見積もらなければならない。冷媒が単相であるため②と④の熱伝達係数には式(5)を用い、それに対する熱源側の領域①と③の熱伝達係数にも式(5)を用いた。そして、過熱領域の占める伝熱面積と過冷領域の占める伝熱面積を求め、プレート式凝縮器全体の伝熱面積からこの値を引いたものを飽和領域⑥とした。また、それに対する冷却水側の領域⑤の伝熱面積を考えた。

図 7 は、図 6 (a) より求めた、プレート式凝縮器のプレート伝熱面の長さに対する過熱蒸気 (Region 1)、飽和蒸気 (Region 2)、過冷却の領域 (Region 3) の長さの割合を示す。縦軸は、プレート伝熱面の長さ l_c に対する、それぞれの領域のプレート伝熱面の長さの割合である。横軸は、それぞれの領域の入口、出口温度の平均温度を示す。

図 7 より、過熱蒸気領域の場合、平均温度が約 35~45℃の範囲で、全体のプレート伝熱面の長さの約 35%の割合となる。また、飽和領域の場合、領域の入口、出口の平均温度が高くなると、領域全体のプレート伝熱面の長さの割合が減少する。平均温度が約 25~36℃の範囲で約 60~50%となる。過冷領域の場合、平均温度が高くなると、全体のプレート伝熱面の長さ

Table 2 Experimental conditions

Inlet Temperature of cold water	T_{CI} [°C]	21.2~31.0
Inlet Temperature of working fluid	T_{CRI} [°C]	44.8~54.3
Mass flow rate of cold water	m_{cC} [kg/s]	1.2~2.8

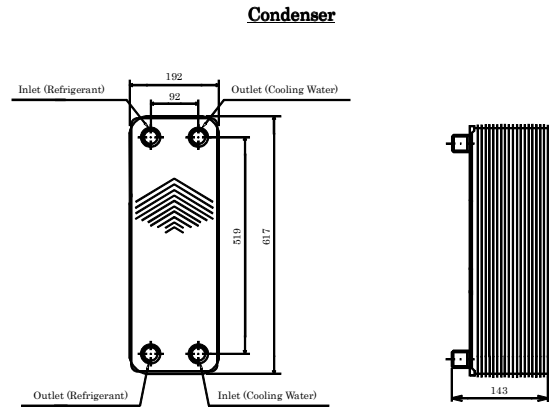
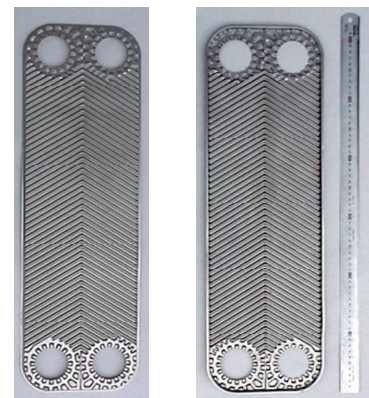


Fig. 4 Dimension of the plate type condenser



(a) Refrigerant side (b) Cooling water side

Fig. 5 Heat transfer surface of the plate

の割合が増加する。平均温度が約 23~34℃の範囲で約 5~20%となる。

2. case b)

図 6 (b) の場合、蒸気は、プレート式熱交換器に過熱蒸気であり、飽和蒸気となる。その後、過冷却の状態となっていると考えられる。しかし、ここでは、熱交換器の性能は、プレート全体の領域で性能が決まると考えて、プレート全体の領域で整理を行った。

以上、プレート式凝縮器の場合、過熱蒸気、過冷却の領域の割合が小さく、飽和蒸気の領域の割合が大きいくほど、プレート式凝縮器の性能が向上すると考えられる。

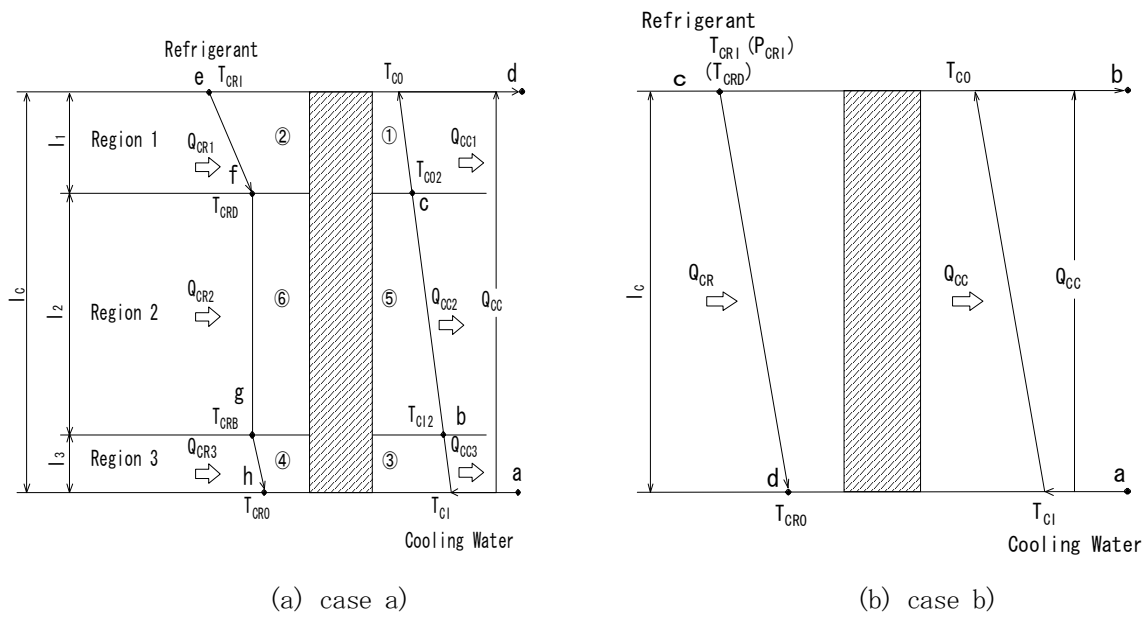


Fig. 6 Temperature profile and region of working fluid in plate

実際、プレート式熱交換器を使用した場合、プレート式凝縮器入口の状態が、過熱蒸気で入り、出口の状態は、過冷却となっている。そのために、プレート式凝縮器の伝熱性能は悪くなっていると考えられる。

3.2 熱通過係数の比較

1. case a)

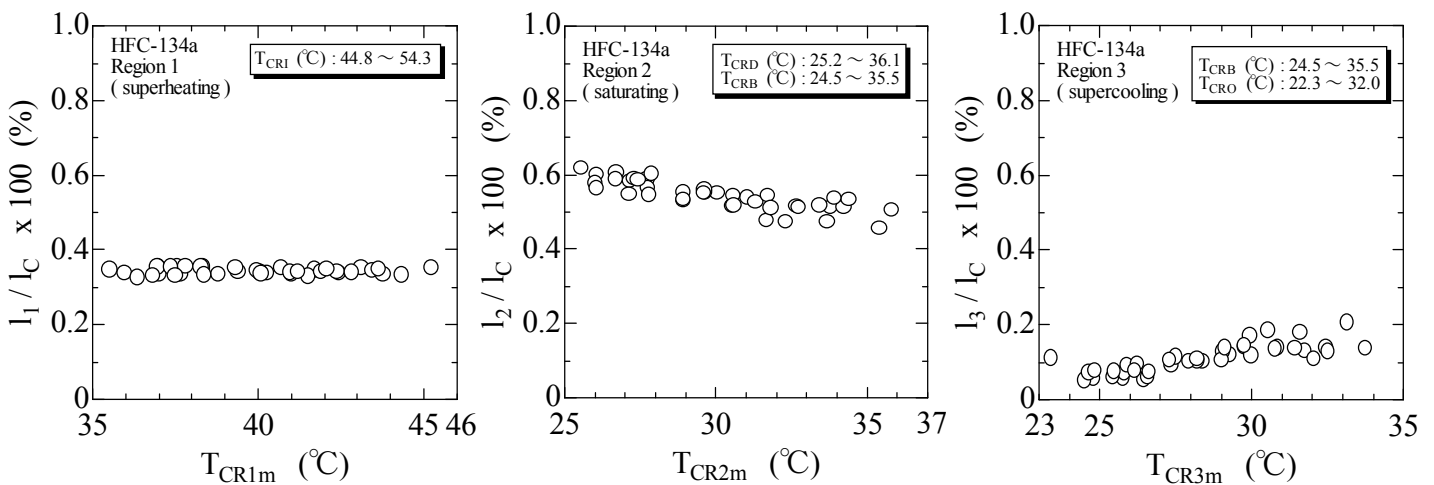
ここでは、プレート式凝縮器の熱通過係数 U_{C2} は、次式より求める。

$$U_{C2} = Q_{CC2} / (A_{C2} \Delta T_{mC2}) \quad (1)$$

ここで、 Q_{CC2} はプレート式凝縮器の飽和領域の冷却水側の交換熱量、 A_{C2} は飽和領域のプレート式凝縮器の伝熱面積、 ΔT_{mC2} は次式に示す対数平均温度差である。

$$\Delta T_{mC2} = \frac{(T_{CRD} - T_{CO2}) - (T_{CRB} - T_{CI2})}{\ln(T_{CRD} - T_{CO2}) / (T_{CRB} - T_{CI2})} \quad (2)$$

ここで、 T_{CRD} 、 T_{CRB} は冷媒の入口圧力から求めた沸点、露点温度、 T_{CI2} 、 T_{CO2} は飽和領域の冷却水の入口、出口温度である。



(a) Region 1 (superheating) (b) Region 2 (saturation) (c) Region 3 (supercooling)

Fig. 7 Ratio of length of region of working fluid to length of plate (case a)

2. case b)

ここでは、プレート式凝縮器の熱通過係数 U_c は、次式より求める。

$$U_c = Q_{cc} / (A_c \Delta T_{mc}) \quad (3)$$

ここで、 Q_{cc} はプレート式凝縮器の冷却水側の交換熱量、 A_c はプレート式凝縮器の総伝熱面積、 ΔT_{mc} は次式に示す対数平均温度差である。

$$\Delta T_{mc} = \frac{(T_{CRD} - T_{CO2}) - (T_{CRO} - T_{CI2})}{\{\ln(T_{CRD} - T_{CO2}) / (T_{CRO} - T_{CI2})\}} \quad (4)$$

ここで、 T_{CRD} は冷媒の入口圧力から求めた飽和温度、 T_{CRO} は冷媒の出口温度、 T_{CI} 、 T_{CO} は冷却水の入口、出口温度である。また、HFC-134a の熱力学的物性値の算出には REFPROP¹²⁾ を用いた。

図 8 (a) (b) は、熱通過係数と冷却水流速の関係を示す。(a) は case a)、(b) は case b) の場合である。図 8 (a) よりわかるように、冷却水流速が速くなると、熱通過係数は大きくなる。また、同じ冷却水流速の場合、対数平均温度差が小さい方が、熱通過係数は大きくなる。冷却水流速が 0.18 ~ 0.41 m/s の範囲で、熱通過係数は約 2250 ~ 3300 W/(m²·K) となる。

図 8 (b) より分かるように、冷却水流速が速くなると、熱通過係数は大きくなる。これは、case a) と同様である。また、同じ冷却水流速の場合、対数平均温度差が小さい方が、熱通過係数は大きくなる。冷却水

流速が 0.18 ~ 0.41 m/s の範囲で、熱通過係数は約 2000 ~ 3300 W/(m²·K) となる。

以上、case a)、b) を比較すると、case b) の場合は、case a) と比べると、熱通過係数は約 10% 小さくなる。

3.3 冷却水側の熱伝達係数

本研究では、ウィルソン・プロット法を用いてプレート式凝縮器の冷却水側の熱伝達係数を求めた。

図 9 は、ウィルソン・プロット法を用いて冷却水側の熱伝達係数を見積もるために、 $1 / U_{c2}$ と $v_{cc}^{-0.8}$ の関係を示したものである。図中の ○印 ($q_{CR2} = 1.43 \sim 1.49 \times 10^4$ W / m²) の場合、傾き a は 0.937×10^{-4} となる。相当直径、各物性値 (代表温度 : 27.9 °C) を代入すると、次式を得た。

$$Nu_{cc} = 0.048 Re_{cc}^{0.8} Pr_{cc}^{1/3} \quad (5)$$

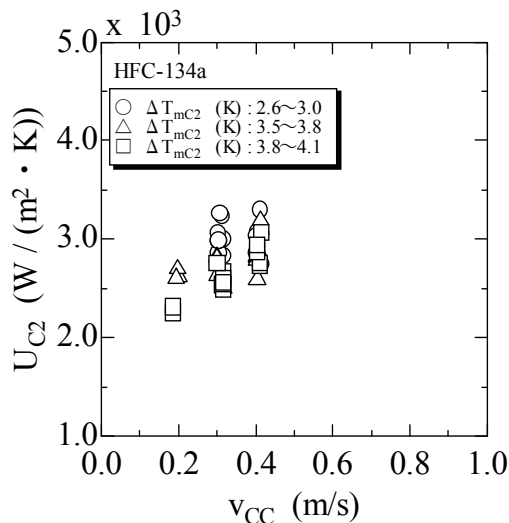
ここで、

$$Nu_{cc} = h_{cc} (D_{eq})_{cc} / \lambda_{cc} \quad (6)$$

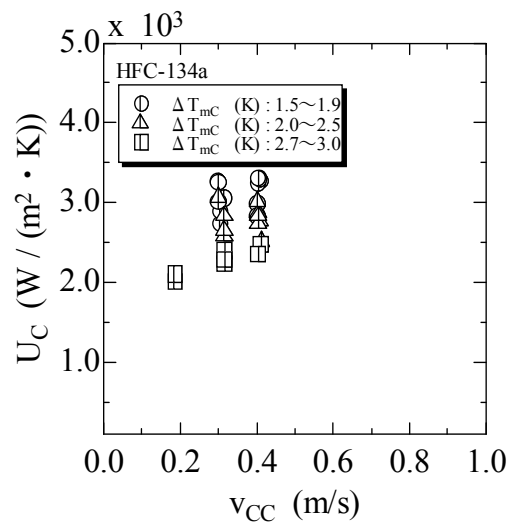
$$Re_{cc} = v_{cc} (D_{eq})_{cc} / \nu_{cc} \quad (7)$$

$$Pr_{cc} = c_{pcc} \mu_{cc} / \lambda_{cc} \quad (8)$$

また、図中の△印 ($q_{CR2} = 1.31 \sim 1.38 \times 10^4$ W / m²) の場合も、傾き a は同様となった。



(a) case a)



(b) case b)

Fig. 8 Overall heat transfer coefficient and the velocity of the cold water

3.4 凝縮熱伝達係数の比較

1. case a)

ここでは、プレート式凝縮器の凝縮熱伝達係数は、飽和蒸気の領域について整理を行った。

凝縮熱伝達係数は、次式より求める。

$$1/h_{CR2} = 1/U_{C2} - (1/h_{CC} + t/\lambda_w) \quad (9)$$

ここで、 U_{C2} は式 (1) から求められる熱通過係数、 h_{CC} は式 (5) より求められる冷却水側の熱伝達係数である。 t はプレート伝熱面の厚さ、 λ_w はプレート式伝熱面の熱伝導率である。

2. case b)

ここでは、プレート全体の領域で整理した。

凝縮熱伝達係数は、次式より求める。

$$1/h_{CR} = 1/U_C - (1/h_{CC} + t/\lambda_w) \quad (10)$$

ここで、 U_C は式 (3) から求められる熱通過係数、 h_{CC} は式 (5) より求められる冷却水側の熱伝達係数である。 t はプレート伝熱面の厚さ、 λ_w はプレート式伝熱面の熱伝導率である。

3.4.1 熱流束と過熱度の比較

図 10 (a) (b) は、熱流束と過熱度の関係を示す。ここで、(a) は case a)、(b) は case b) の場合である。case a) の場合、横軸の過熱度 ΔT_{satC2} は、飽和領域の冷媒の平均温度 T_{CR2m} ($= (T_{CRD} + T_{CRB}) / 2.0$) と冷媒側

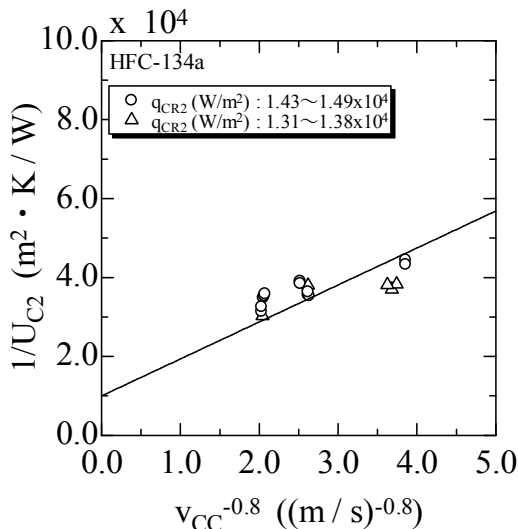


Fig. 9 Heat Transfer coefficient of cold water side

の壁面温度 T_{CRW2} の差 ($T_{CR2m} - T_{CRW2}$) である。case b) の場合、 ΔT_{satC} ($= (T_{CRm} + T_{CRW})$) である。 T_{CRm} は、冷媒入口、出口の温度の平均温度 ($(T_{CRD} + T_{CRB}) / 2.0$)、 T_{CRW} は冷却側の壁面温度である。図 10 a) 中の○、△、□印は飽和蒸気の領域の冷媒の対数平均温度差 ΔT_{mC2} が、それぞれ、 $\Delta T_{mC2} = 2.6 \sim 3.0$ K、 $\Delta T_{mC2} = 3.5 \sim 3.8$ K、 $\Delta T_{mC2} = 3.8 \sim 4.1$ K の場合である。また、図 10 b) 中の⊙、△、□印は対数平均温度差である。

図 10 (a) よりわかるように、対数平均温度差 ΔT_{mC2} が小さくなると、熱流束 q_{CR} は大きくなる。これより、熱通過係数も大きくなると考えられる。

図 10 (b) よりわかるように、対数平均温度差 ΔT_{mC} が小さくなると、熱流束 q_{CR} は大きくなる。これより、熱通過係数も大きくなると考えられる。これは、case a) の場合と同様である。

以上、case a)、b) を比較すると、case a) の場合は、case b) より熱流束は約 30% 大きくなる。この原因は、case a) の場合の方が熱伝達係数が大きくなっているためと考えられる。

3.4.2 凝縮熱伝達係数と熱流束の比較

図 11 (a) (b) は、凝縮熱伝達係数と熱流束の関係を示す。(a) は case a)、(b) は case b) の場合である。

図 11 (a) よりわかるように、同じ凝縮熱伝達係数の場合、熱流束が大きくなると、対数平均温度差 ΔT_{mC2} が小さくなる。これは、冷媒側の過熱度 ΔT_{satC2} が小さくなると考えられる。

図 11 (b) よりわかるように、同じ凝縮熱伝達係数の場合、熱流束が大きくなると、対数平均温度差 ΔT_{mC} が小さくなる。これは、case a) と同様に、冷媒側の過熱度 ΔT_{satC} が小さくなると考えられる。

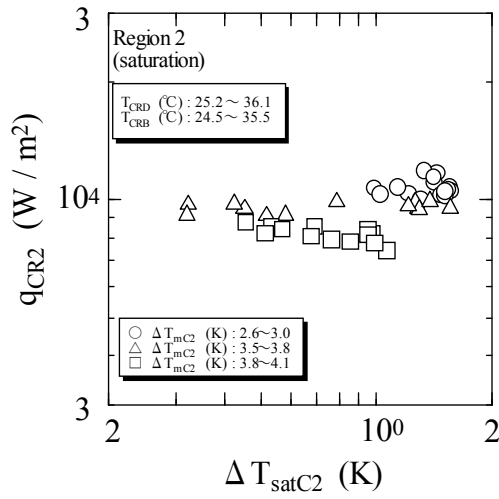
以上、case a)、b) を比較すると、熱伝達係数は、case a) の方が約 20% 大きくなる。

3.4.3 凝縮熱伝達係数と過熱度の比較

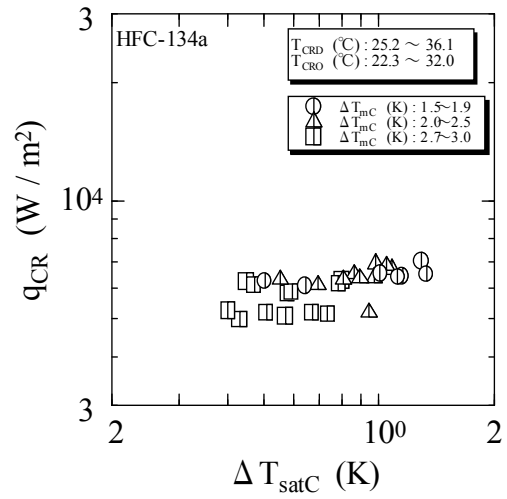
図 12 (a) (b) は、凝縮熱伝達係数と過熱度の関係を示す。(a) は case a)、(b) は case b) の場合である。

図 12 (a) よりわかるように、過熱度 ΔT_{satC2} が大きくなると、凝縮熱伝達係数 h_{CR} は小さくなる。また、同じ過熱度 ΔT_{satC2} の場合、熱伝達係数は、対数平均温度差 ΔT_{mC2} が小さい方が大きくなる。

図 12 (b) よりわかるように、過熱度 ΔT_{satC} が大きくなると、凝縮熱伝達係数 h_{CR} は小さくなる。また、同じ過熱度 ΔT_{satC} の場合、熱伝達係数は、対数平均温度差 ΔT_{mC} が小さい方が大きくなる。これは、case a) と

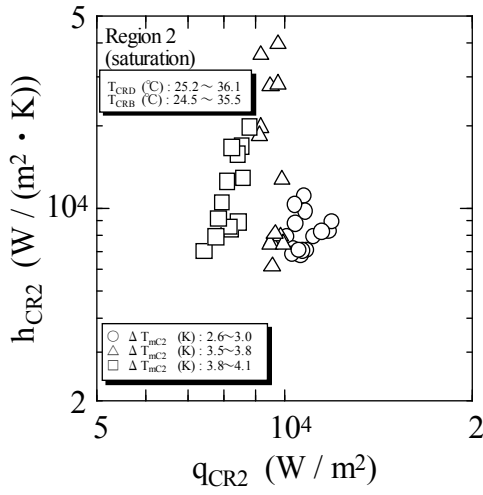


(a) case a)

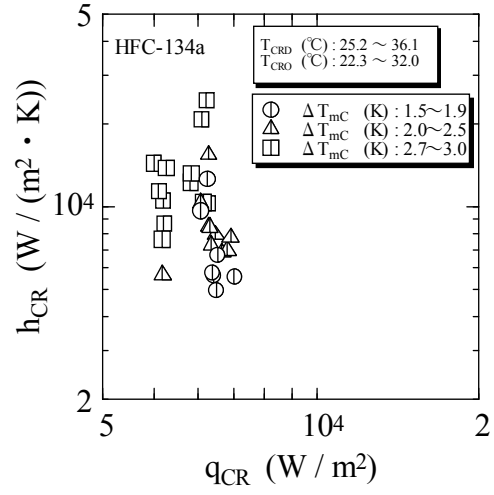


(b) case b)

Fig. 10 Heat flux versus degree of superheat

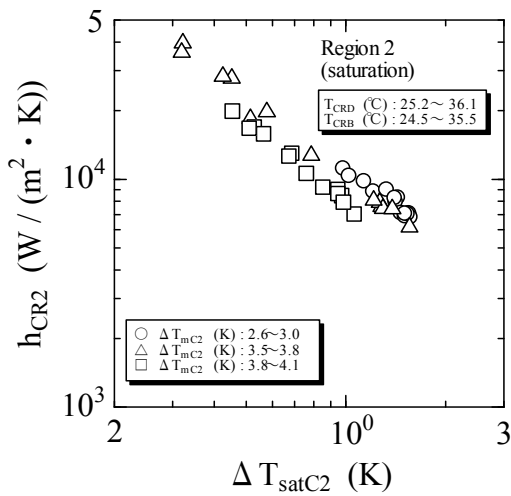


(a) case a)

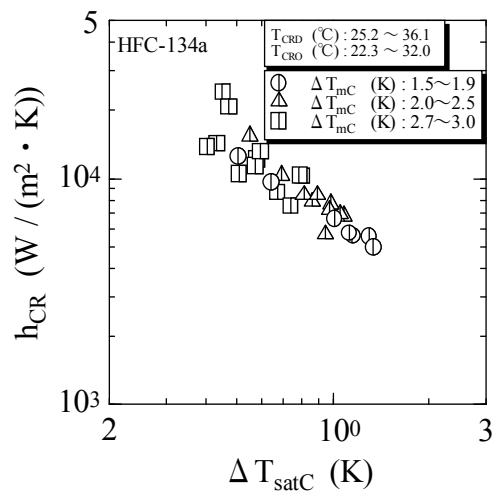


(b) case b)

Fig. 11 Heat transfer coefficient of condensation versus heat flux



(a) case a)



(b) case b)

Fig. 12 Heat transfer coefficient of condensation versus degree of superheat

同様である。

3.5 従来の経験式との比較

凝縮熱伝達係数は、プレートの形状、温度、蒸気流速などによって大きく異なる。実際の熱交換器の設計に使用するためには、凝縮熱伝達係数を無次元化することが必要である。

上原ら²⁾は、蒸気流速が小さい場合、凝縮熱伝達係数は、蒸気のレイノルズ数に影響を受けないことを明らかにしている。この範囲は $Re_1 < 5 \times 10^6$ であり、この場合は体積力対流と見なすことができる。本実験の蒸気のレイノルズ数は、 $Re_1 < 5 \times 10^5$ であるので、本実験の凝縮は体積力対流凝縮と見なすことができる。

また、上原ら²⁾は、フルーテッド面上でのヌセルト数 Nu_1 は、グラスホフ数 Gr_1 、プラントル数 Pr_1 、顕潜熱比 H 、ボンド数 Bo 、フルートのピッチ p 、フルートの深さ h 、プレート伝熱面の長さ l の関数で表されることを示している。

波形フルーテッド面上の凝縮熱伝達係数の経験式を提案している。次式に示す。

$$Nu_1 = 1.77 Bo^{*0.1} (Gr_1 Pr_1 / H)^{1/4} \quad (11)$$

$$Bo^* > 4.0 \times 10^{-3}$$

ここで、

$$Nu_1 = h_{CR} l_C / \lambda_{CRL} \quad (12)$$

$$Bo^* = Bo (p/l_C) (p/h) \quad (13)$$

$$Bo = g \rho_{CRL} D^2 / \sigma \quad (14)$$

$$Gr_1 = (g l_C^3 / \nu_{CRL}^2) (\rho_{CRL} - \rho_{CRV} / \rho_{CRL}) \quad (15)$$

$$Pr_1 = c_{PCRL} \mu_{CRL} / \lambda_{CRL} \quad (16)$$

$$H = c_{PCRL} \Delta T_{satC} / L \quad (17)$$

本実験で用いたプレート形状は、ヘリンボーンである。そのため、プレートの形状を考慮した式 (11) を用い、実験結果との比較を行った。なお、本実験データの修正ボンド数は、 $Bo^* = 10.7 \sim 16.9$ であるので、式 (11) の適用範囲である。なお、式 (13) において、フルートのピッチ p に波形のピッチ、深さ h に波形の深さを適用した。

式 (12)～(17) 中のプレート伝熱面の長さは、case a)

の場合、プレート伝熱面の飽和領域の長さ、case b) の場合、プレート伝熱面の全体の長さを使用した。

式 (17) 中の過熱度は、前節の 3.4.1 で示した、それぞれ、case a)、b) での値を使用した。

図 13 は、従来の経験式の比較を示す。縦軸に $Nu_1 / Bo^{*0.1}$ 、横軸に $Gr_1 Pr_1 / H$ をとって整理したものである。図中の○、△印は、case a)、b) の場合を示す。

図 13 よりわかるように、実験値は、波形フルーテッド面の経験式 (11) と傾向が異なる。これは、本研究で用いたプレート伝熱面の形状が、フルートやドレンネッジが施されてなく、ヘリンボーンの形状であるためと考えられる。また、前述したように、プレート式凝縮器の凝縮熱伝達係数の整理の違いによるものと考えられる。そのために、上原らの波形フルーテッド面上での経験式 (11) とは異なる。

図 13 より、次に示す近似式を得た。

case a) の場合 :

$$Nu_1 = 1.6 \times 10^{-8} Bo^{*0.1} (Gr_1 Pr_1 / H)^{0.8} \quad (18)$$

$$1.9 \times 10^{15} < (Gr_1 Pr_1 / H) < 1.2 \times 10^{16}$$

case b) の場合 :

$$Nu_1 = 5.16 \times 10^{-9} Bo^{*0.1} (Gr_1 Pr_1 / H)^{0.8} \quad (19)$$

$$1.8 \times 10^{16} < (Gr_1 Pr_1 / H) < 5.8 \times 10^{16}$$

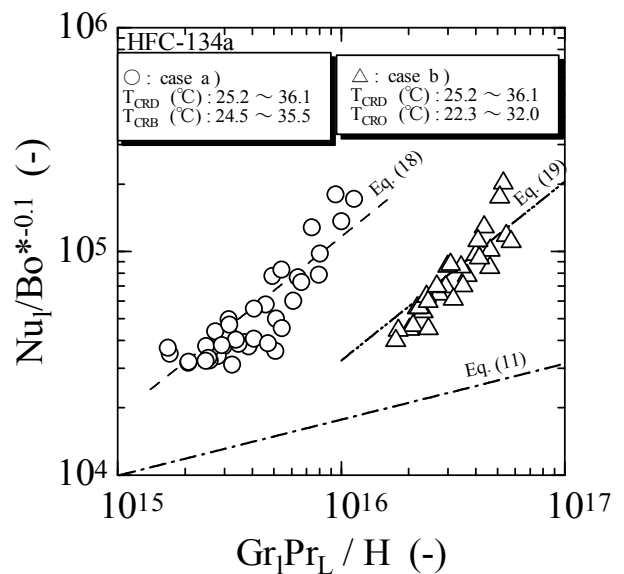


Fig. 13 $Nu_1 / Bo^{*0.1}$ vs. $Gr_1 Pr_1 / H$

case a) の場合、冷媒の沸点温度 T_{CRD} は 25.2~36.1°C、露点温度 T_{CRB} は 24.5~35.5°C、冷却水入口温度 T_{CI2} は 21.2~31.0°C、冷却水出口温度 T_{CO2} は 22.4~33.3°C の範囲である。また、case b) の場合、冷媒の沸点温度 T_{CRD} は 25.2~36.1°C、冷却水入口温度 T_{CI} は 21.2~31.0°C、冷却水出口温度 T_{CO} は 22.6~33.6°C の範囲である。

以上より、case a)、b) の場合を比較すると、縦軸の $Nu_1 / Bo^{*0.1}$ の値はあまり変わらない。横軸の $Gr_1 Pr_1 / H$ の値は、a) の場合より、case b) の場合が大きくなっている。これは、プレート伝熱面の長さが関係しているため、凝縮量が違っているものと考えられる。

3.6 近似式と実験値との比較

図 14 は、case a) の場合、縦軸に式(1)より求めた熱通過係数を取り、横軸は、冷却水側の熱伝達係数に式(5)、凝縮熱伝達係数に式(18)を用いて求めた熱通過係数をとる。case b) の場合、縦軸に式(3)より求めた熱通過係数を取り、横軸は冷却水側の熱伝達係数に式(5)、凝縮熱伝達係数に式(19)を用いて求めた熱通過係数をとったものを示す。

図 14 より、 U_{Cexp} と U_{Ccal} は、約±15%のよい相関となる。

以上のことから、本実験で求めた冷却水側の熱伝達係数、凝縮熱伝達係数の式(5)、(18)、(19)は、熱源温度や流量等にかかわらず、冷却水側の熱伝達係数、凝縮熱伝達係数および熱通過係数を精度良く見積もることが出来る。

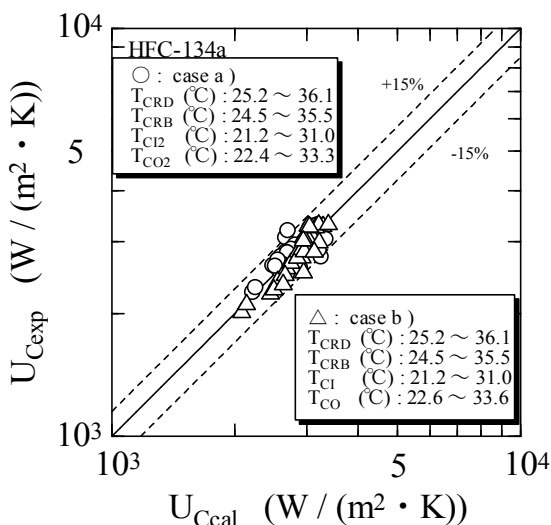


Fig. 14 Comparison between calculation value and experimental value

4. 結論

本研究は、ヒートポンプシステムの冷媒として HFC-134a を用い、プレート式熱交換器には、従来用いられている液-液式熱交換器を用いたヒートポンプシステムについて、熱源側の熱伝達係数、冷媒側の凝縮熱伝達係数の測定の実験を行った。ここでは、プレート式熱交換器の性能を、蒸気の状態が過熱、飽和、過冷却を含んだ状態の場合と熱交換器の熱源、凝縮側の入口、出口の状態整理した場合について検討を行った。また、従来の実験結果との比較を行った。以下の結果を得た。

- (1) case a) の場合、冷却水流速が速くなると、熱通過係数は大きくなる。また、同じ冷却水流速の場合、対数平均温度差が小さい方が、熱通過係数は大きくなる。冷却水流速が 0.18 ~ 0.41 m/s の範囲で、熱通過係数は約 2250 ~ 3300 W/(m²·K) となった。
case b) の場合、冷却水流速が 0.18~0.41m/s の範囲で、熱通過係数は約 2000 ~ 3300 W/(m²·K) となった。
case b) の場合は、case a) と比べると、熱通過係数は約 10%小さくなった。
- (2) プレート式凝縮器の冷却水側の熱伝達係数は、式(5)を得た。
- (3) case a)、b) の場合、対数平均温度差が小さくなると、熱流束は大きくなった。case a) の場合は、case b) より、熱流束は約 30%大きくなった。この原因は、case a) の場合の方が熱伝達係数が大きくなるためと考えられる。
- (4) case a)、b) の場合、同じ凝縮熱伝達係数の場合、熱流束が大きくなると、対数平均温度差が小さくなった。これは、冷媒側の過熱度が小さくなると考えられる。
case a)、b) を比較すると、熱伝達係数は、case a) の方が約 20%大きくなった。
- (5) プレート式凝縮器の凝縮熱伝達係数は、case a) の場合、式(18)、case b) の場合、式(19)を得た。
- (6) case a)、b) の場合、実験より得られた熱通過係数 U_{Cexp} と近似式より得られる熱通過係数 U_{Ccal} は、約±15%のよい相関となった。

以上、凝縮熱伝達係数整理方法により、熱通過係数には、約 10%の差がある。また、凝縮熱伝達係数は約 20%の差がある。そのために、プレート式凝縮器の設計の際に伝熱面積を見積もり場合には、このことを考える必要がある。

参 考 文 献

- 1) 中谷清裕：プレート式熱交換器，冷凍，**70**-812(1995-6)，pp. 646～649
- 2) 上原春男，中岡 勉，中島昌二：プレート式凝縮器に関する研究（第2報 フルーテッド面上での凝縮熱伝達），冷凍，**58**-673(1983)，pp. 1017～1026
- 3) 中岡 勉，上原春男：海洋温度差発電用プレート式凝縮器の性能試験，日本冷凍協会論文集，**3**-2(1986)，pp. 11～18
- 4) 中岡 勉，上原春男：海洋温度差発電用プレート式蒸発器の性能試験，日本冷凍協会論文集，**3**-2(1986)，pp. 25～36
- 5) C. B. Panchel, D. L. Hills and A. Thomas : Convective Boiling of Ammonia and Freon 22 in Plate Heat Exchangers, Proc. ASME-JASME Thermal Engineering Joint Conf. in Hawaii, 2(1983), pp. 261～268
- 6) A. Muley and R. M. Manglik : Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, Trans. ASME, J. Heat Transfer, (1999), pp. 110～117
- 7) W. W. Focke, J. Zachariades and I. Oliver : The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, J. Heat Mass Transfer, **28**-8(1985), pp. 1469～1479
- 8) 池上康之，荒川英孝，川野智広，上原春男：ヒートポンプを用いた地中熱利用システムの性能解析に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，100(2005-7)，pp. 1～8
- 9) (社)日本冷凍協会 冷凍空調便覧刊行委員会：冷凍空調便覧 新版・第5版 **1**(1993)，pp. 83～168，(社)日本冷凍協会
- 10) Y. Yan, H. Lio and T. Lin : Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger, J. Heat and Mass Transfer, **42**-993(1999)，pp. 993～1006
- 11) A. Jokar, S. J. Eckels, M. H. Hosni and T. P. Gielda : Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Brazed Plate Heat Exchangers Using Refrigerant R-134a, J. Enhanced Heat Transfer. **11**-2, (2004), p. 161～182
- 12) J. Sauerweim and Newman M. O. Mclinden : REFPROP Ver. 6, National Institute of Standards and Technology, 1 (1998)