

OTEC 用プレート式凝縮器の熱伝達と圧力損失* (作動流体が NH₃/H₂O の場合)

中岡 勉^{*1}, 浦田和也^{*2}, 池上康之^{*2},
西田哲也^{*1}, 大原順一^{*1}, 堀田将史^{*3}

Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Plate-Type Condenser Using OTEC (Using NH₃/H₂O as Working Fluid)

Tsutomu NAKAOKA^{*1}, Kazuya URATA^{*2},
Yasuyuki Ikegami^{*2}, Tetsuya NISHIDA^{*1}, Junichi OHARA^{*1},
and Masafumi HORITA^{*3}

^{*1} Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University
2-7-1, Nagatahon-machi, Shimonoseki, Yamaguchi, 759-6595 Japan

Heat transfer coefficients on working fluid and heat source side and pressure drop in heat source side were obtained for plate-type heat exchanger available for an OTEC plant. Ammonia/water binary mixture was used as working fluid. The experiment was conducted by using the ammonia mass fraction 0.95. The plate number of this plate-type condenser is 200 plates and the total heat transfer area is 182.32m². The overall heat transfer coefficient of plate-type condenser is about 1,500 ~ 2,000 [W/(m²K)] when the velocity of the cold water is about 0.4 ~ 0.7 [m/s]. The empirical correlations are proposed for predicting average heat transfer coefficients of heat source side and composed with the result of the commercial plate condenser. Friction factor is represented in heat source side.

Key Words : Plate-Type Condenser, OTEC, NH₃/H₂O, Heat Transfer, Pressure Drop

1. 緒 言

近年, 化石燃料の使用による地球環境問題やエネルギー問題が深刻な課題になっている. そのために, 再生可能なエネルギーとして海洋温度差発電, 廃熱温度差発電や温泉水発電が期待されている. このような中で, わが国では, 100℃の廃熱を利用する 4,000kW 規模の廃熱温度差発電が実用化されている.

また, この発電は, 低温, 低温度差を利用するために, 従来のより高効率化が求められ種々の研究が行われている.

作動流体としては, アンモニア/水の混合流体が用いられている. この作動流体を用いた場合, サイクルの熱効率は, 従来の純物質を用いたサイクルと比較すると向上するが, 熱交換器の熱伝達が悪くなることが懸念される. そのために, サイクルの熱効率を向上させると同時に熱交換器の凝縮や蒸発の熱伝達を向上

させることが重要となっている.

従来の研究では, フロン系冷媒を使用した垂直平板上の凝縮¹⁾ やアンモニア/水の二成分の冷媒として用いた水平管外の凝縮が行われている²⁾. また, 秋山³⁾ は, 1 枚の垂直平板上の凝縮熱伝達について伝熱特性の可視化と数値解析を行っている. しかし, 種々の発電の実用化のためには, 実用規模のプレート枚数が多くなった場合の熱交換器の伝熱性能や圧力損失についての研究が必要となる.

そこで, 本研究は, OTEC 用のプレート式凝縮器として高性能化を図るために設計された熱交換器を使用し, 作動流体にアンモニア/水を用い, 組成が一定で, 質量流束, 熱流束, 飽和圧力を変化させた場合について, 多層鉛直平板上での平均凝縮熱伝達係数と熱源側の熱伝達係数を明らかにした. また, 従来の研究との比較を行った.

2. 記 号

A : 伝熱面積 [m²]

c_p : 定圧比熱 [kJ/kgK]

*原稿受付 2010 年 7 月 31 日

^{*1} 水産大学校 (〒759-6595 山口県下関市永田本町 2-7-1)

^{*2} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター

^{*3} 水産大学校 水産学研究科生

E-mail: nakaoka@fish-u.ac.jp

D_{eq} : 相当直径 [mm]
 G : 流量 [m^3/h]
 f : 摩擦係数 [-]
 g : 重力の加速度 [m^2/s]
 h : プレートの溝の深さ [mm],
 熱伝達係数 [$W/(m^2K)$]
 l : プレート伝熱面の長さ [mm]
 Nu : ヌセルト数 [-]
 n : プレート枚数 [-]
 P : 圧力 [MPa]
 Pr : プラントル数 [-]
 Q : 熱流量 [kW]
 Re : レイノルズ数 [-]
 t : プレートの厚さ [mm]
 T : 温度 [$^{\circ}C$]
 U : 熱通過係数 [$W/(m^2K)$]
 v : 平均流速 [m/s]
 w : プレート伝熱面の幅 [mm]
 ΔT : 温度差 [$^{\circ}C$]
 δ : プレート伝熱面の間隔 [mm]
 ν : 動粘性係数 [m^2/s]
 λ : 熱伝導率 [$W/(mK)$]
 σ : 表面張力 [N/m]
 μ : 粘性係数 [Pa s]
 ρ : 密度 [kg/m^3]

添字

C : 冷却水
 I : 入口
 m : 平均値
 O : 出口

V : 蒸気
 W : 壁面
 WF : 作動流体

3. 実験装置および実験方法

3.1 実験装置 図1は、本実験で用いた実験装置の概略図を示す。作動流体タンクに貯められているアンモニア/水の作動流体は、作動流体ポンプによって蒸発器へと送られる。ここで、温熱源の温水と熱交換を行い二相流となる。そして、分離器において気相と液相が分離され気相の蒸気のみ凝縮器へと送られる。液体部は作動流体タンクへと戻る。凝縮器へ送られた蒸気は、冷熱源の冷却水と熱交換を行い凝縮する。ここで、残りの蒸気はアフターコンデンサーで完全に凝縮され作動流体タンクへと戻る。そして、再び作動流体で蒸発器へと送られる。

3.2 プレート式凝縮器の寸法およびプレート伝熱面

実験に使用した凝縮器は、プレート式凝縮器(株式会社ゼネシス社製)である。図2は、プレート式凝縮器の外観写真を示す。プレート式凝縮器は、4基のモジュールから構成され、任意のモジュールでの実験が可能である。1基の外観の寸法は、長さ1,505mm、幅484mm、奥行890mmである。本実験の場合、2基のモジュールを用いて行った。

表1は、プレート凝縮器の仕様を示す。プレート式凝縮器の伝熱面は、長さ l が1213mm、幅 w が709mm、厚さ t が0.6mm、プレート枚数 n は200枚、総伝熱面積 A は182.32 m^2 (2基のモジュール)である。

プレート伝熱面は、千鳥状に配列された多数のピラ

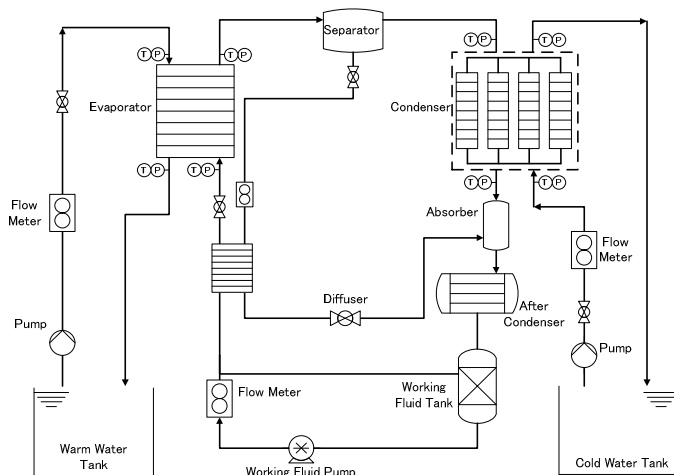


Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

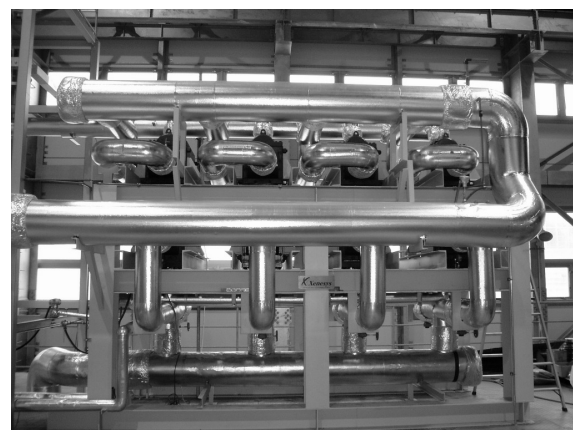


Fig. 2 Photograph of Plate-Type Condenser

Table 1 Specification of Plate-Type Condenser

Length of plate	l	[mm]	1213
Width of plate	w	[mm]	709
Thickness of plate	t	[mm]	0.6
Clearance of plate	δ	[mm]	2.8
Depth of plate	h	[mm]	2.8
Number of plate	n	[-]	200
Thermal conductivity	λ_w	[W/(mK)]	21.9
Equivalent diameter	D_{eq}	[mm]	5.6
Total heat transfer area	A	[m ²]	182.32 (2 module)

ミッド状のエンボス形状である。

3.3 実験方法および実験条件 実験は、冷却水側の冷却水循環ポンプ、冷却水ポンプ、冷凍機、温水ボイラーの順に作動させたのち、システムを運転する。はじめに、冷却水循環ポンプ、温水循環ポンプの運転を開始する。その後、作動流体ポンプを起動し、システムの運転を開始する。

冷却水入口温度と作動流体入口温度の設定は、システム制御監視画面で行った。

実験データの測定は、冷却水入口温度と蒸気入口温度および各所の定常状態を確認後に行った。実験は、プレート式凝縮器内の冷却水流速および作動流体の質量流束を変化させて行った。

表2は、実験条件を示す。冷却水入口温度は10℃、冷却水流量は284,358,430,500 t/h、作動流体入口温度は16.35 ~16.55 ℃、作動流体入口圧力は0.6 MPa、作動流体流量は5.0, 6.0, 7.0, 12.0 kg/sで行った。

4. 実験結果及び考察

4.1 ヒートバランス プレート式凝縮器のヒートバランスは、プレート式凝縮器の冷却水側交換熱量 Q_{CW} と作動流体側の交換熱量 Q_{WF} より求めた。

冷却水側の交換熱量 Q_{CW} は、次式より求めた。

$$Q_{CW} = G_{CW} \rho_{CW} c_{PCW} (T_{CWO} - T_{CWI}) \quad (1)$$

ここで、 G_{CW} は冷却水流量、 ρ_{CW} は冷却水の密度、 c_{PCW} は定圧比熱である。この物性値は、冷却水の出入口温度の平均温度より算出した。

プレート式凝縮器の作動流体側の交換熱量 Q_{WF} は、次式で求めた。

$$Q_{WF} = G_{WF} (h_{WFI} - h_{WFO}) \quad (2)$$

Table 2 Experimental Conditions

Inlet temperature of cooling water	T_{CWI}	[°C]	10.0
Mass flow rate of cooling water	G_{CW}	[t/h]	284, 358, 430, 500
Inlet temperature of working fluid	T_{WFI}	[°C]	16.35 ~16.55
Inlet pressure of working fluid	P_{WFI}	[MPa]	0.6
Mass flow rate of working fluid	G_{WF}	[kg/s]	5.0, 6.0, 7.0, 12.0

ここで、 G_{WF} は作動流体の質量流量である。これは、作動流体流量計の測定値である。 h_{WFI} 、 h_{WFO} は、プレート式凝縮器の作動流体側の入口、出口のエンタルピーである。これは、入口、出口の温度と圧力より求めた。

図3は、プレート式凝縮器のヒートバランスを示す。図3より、プレート式凝縮器のヒートバランスは±20%以内である。

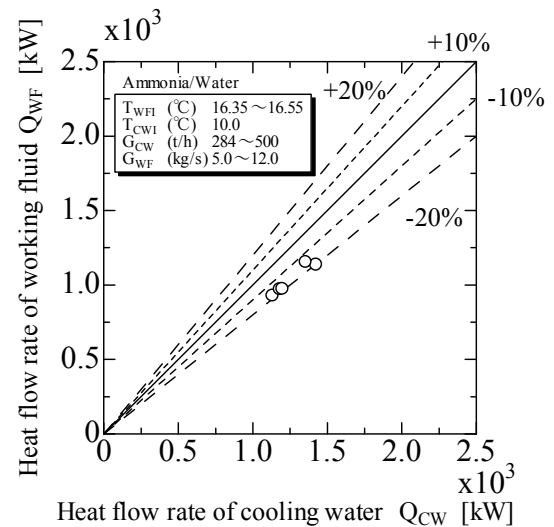
4.2 熱通過係数 プレート式凝縮器の熱通過係数 U_C は、次式で定義する。

$$U_C = Q_{CW} / \{A_C (\Delta T_m)_C\} \quad (3)$$

ここで、 Q_{CW} は冷却水の熱交換量 (式 (1))、 A_C はプレート式凝縮器の伝熱面積、 $(\Delta T_m)_C$ は対数平均温度差を示す。

対数平均温度差 $(\Delta T_m)_C$ は、次式より算出した。

$$(\Delta T_m)_C = \{(T_{WFI} - T_{CWO}) - (T_{WFO} - T_{CWI})\} / \ln \{(T_{WFI} - T_{CWO}) / (T_{WFO} - T_{CWI})\} \quad (4)$$

**Fig. 3 Heat Balance of Condenser**

ここで、 T_{WFI} , T_{WFO} は作動流体の入口、出口の温度、 T_{CWI} , T_{CWO} は冷却水の入口、出口の温度である。

図 4 は、熱通過係数 U_C と冷却水流速 v_{CW} との関係の一例を示したものである。蒸気入口温度が 16.35 ～ 16.55℃、冷却水入口温度が 10.0℃である。図 4 からわかるように、冷却水流速が速いほど、熱通過係数が大きくなる。冷却水流速 0.5m/s の場合、熱通過係数は約 1,500 W/(m²K) である。

4.3 冷却水側の平均熱伝達係数 本研究では、ウィルソンプット法を用いてプレート式凝縮器の冷却水側の平均熱伝達係数を求めた。また、冷却水側の熱伝達の算出では、プレート式凝縮器の冷却水の流量分配が均等であり、冷却水側の流動条件に関わらず作動流体側の熱伝達係数が一定であると仮定した。

冷却水側の平均熱伝達係数は、次式で求められる。

$$1/h_{CW} = 1/U_C - (t/\lambda_w + 1/h_{WF}) \quad (5)$$

ここで、 U_C は測定値、 t はプレートの厚さ、 λ_w はプレートの熱伝導率、 h_{WF} は作動流体側の平均熱伝達係数である。

作動流体側の熱抵抗を一定と考えると、冷却水側の熱抵抗 $1/h_{CW}$ は、冷却水流速 v_{CW} の関数として与えられる。また、冷却水側が強制対流熱伝達のときは、次式になる。

$$1/h_{CW} \propto 1/v_{CW}^{0.8} \quad (6)$$

ここで、冷却水流速 v_{CW} は、次式に示す。

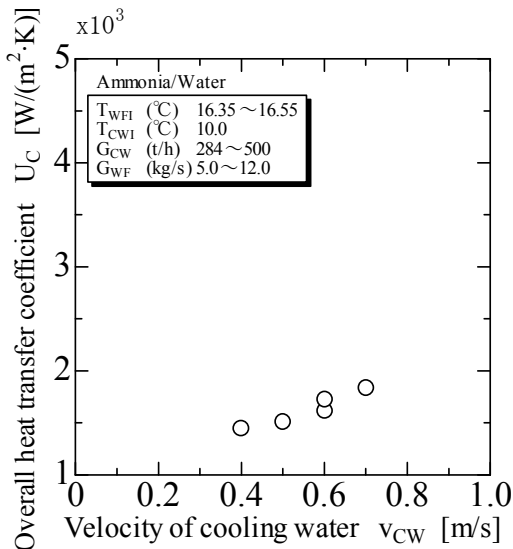


Fig. 4 Overall heat transfer coefficient

$$v_{CW} = G_{CW}/(w_C \delta_C n) \quad (7)$$

ここで、 G_{CW} は冷却水の質量流量、 w_C はプレート伝熱面の幅、 δ_C はプレート伝熱面の間隔(冷却水側)、 n はプレート枚数である。

式 (5) は、次式になる。

$$1/U_C = 1/h_{WF} + t/\lambda_w + a_1 \cdot v_{CW}^{-0.8} \quad (8)$$

ここで、右辺の最初の 2 項を一定の場合については、次式になる。

$$1/U_C = a_0 + a_1 \cdot v_{CW}^{-0.8} \quad (9)$$

図 5 は、縦軸に $1/U_C$ と横軸に $v_{CW}^{-0.8}$ の関係を示す。

図 5 より、定数 a_0 , a_1 を求める。ここで、 a_0 は切片、 a_1 は傾きである。

$$1/h_{CW} = a_1 \cdot v_{CW}^{-0.8} \quad (10)$$

式 (10) を変形すると、

$$h_{CW}/v_{CW}^{0.8} = 1/a_1 \quad (11)$$

両辺に $((D_{eq})_{CW}/\lambda_{CW})/((D_{eq})_{CW}/v_{CW})^{0.8}/Pr_{CW}^{1/3}$ をかけ、無次元化すると、次式になる。

$$Nu_{CW}/(Re_{CW}^{0.8} Pr_{CW}^{1/3}) = 1/a_1 ((D_{eq})_{CW}^{0.2} v_{CW}^{0.8} / Pr_{CW}^{1/3} \lambda_{CW}) \quad (12)$$

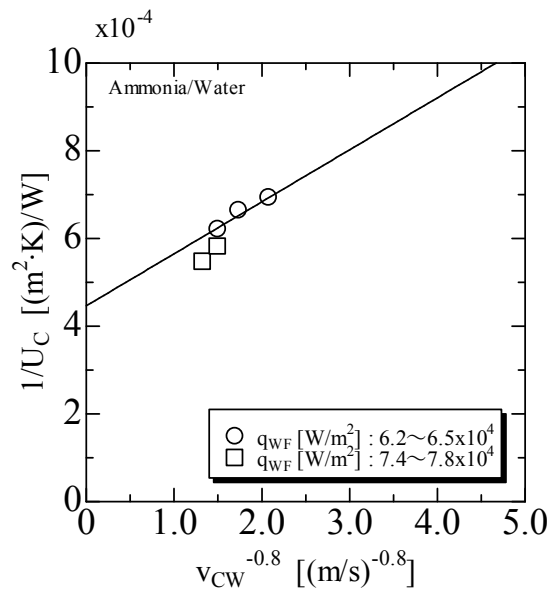


Fig. 5 $1/U_C$ versus $v_{CW}^{-0.8}$

ここで, Nu_{CW} , Re_{CW} , Pr_{CW} , $(D_{eq})_{CW}$, ν_{CW} , λ_{CW} は, それぞれ, ヌセルト数, レイノルズ数, プラントル数, 相当直径, 動粘性係数, 熱伝導率である.

式 (12) に相当直径, 各物性値を代入すると, 図中の○印 ($q_{WF} = 6.2 \sim 6.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$) の場合, 傾き a_1 は 1.185×10^4 となり, 次式を得た.

$$Nu_{CW} = 0.0465 Re_{CW}^{0.8} Pr_{CW}^{1/3} \quad (13)$$

ここで,

$$Nu_{CW} = h_{CW} (D_{eq})_{CW} / \lambda_{CW} \quad (14)$$

$$Re_{CW} = v_{CW} (D_{eq})_{CW} / \nu_{CW} \quad (15)$$

$$Pr_{CW} = c_{PCW} \mu_{CW} / \lambda_{CW} \quad (16)$$

また, 図中の□印 ($q_{WF} = 7.4 \sim 7.8 \times 10^4 \text{ W/m}^2$) の場合も, a_1 は同様な傾きとなる.

図 6 は, 冷却水側の平均熱伝達係数と従来の研究との比較を示す.

縦軸は $Nu_{CW}/Pr_{CW}^{1/3}$, 横軸は Re_{CW} を示す. 図中の○, □印は, 実験値, 実線は式 (13) を示す. また, 破線 (短長), 一点鎖線, 二点鎖線は, 平滑平板における Kakac らの式⁴⁾, プレート溝付で斜め溝の角度が $\beta = 60^\circ$ に対する Muley らの式⁴⁾, Maslov の三角平行波形の式⁵⁾, Jokar らの経験式⁶⁾ を示す.

以下, Muley ら, および Jokar らの経験式を, 次式に示す.

Muley ら:

$$Nu_{CW} = (0.2668 - 0.006967 \beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2) \times Re_{CW}^{[0.728 + 0.0543 \sin\{\pi \beta / (45 + 3.7)\}]} \times Pr_{CW}^{1/3} (\mu_{CW} / \mu_W)^{0.14} \quad (17)$$

($Re_{CW} \geq 1000, 30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$)

Jokar ら:

$$Nu_{CW} = 0.089 Re_{CW}^{0.79} Pr_{CW}^{0.3} \quad (18)$$

図 6 より, 実験値は近似式 (13) とよく一致する. 本研究のプレート式凝縮器の平均熱伝達係数は, 三角平行波形における Maslov の式と比較すると, 平均して約 10% 低くなる. また, Muley らの式と本実験で用いたプレート式凝縮器では約 50%, Jokar らの式とは約 40% 低くなる.

Muley らの実験によると, レイノルズ数が 1.0×10^3 付近ではデータのまとまりが悪いと報告がある.

このように平均熱伝達係数が低くなる原因は, 本実験のプレート伝熱面がエンボス形状で, 他の研究のものとは異なっているためと考えられる.

以上, レイノルズ数が 1.0×10^3 付近の傾向と, Muley らの式の適用範囲 ($Re_{CW} \geq 1.0 \times 10^3$) から, 本研究の冷却水側の平均熱伝達係数は, 式 (13) を使用する.

4.4 平均凝縮熱伝達係数 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} は, 次式より算出した.

$$1/h_{WF} = 1/U_C - (t/\lambda_W + 1/h_{CW}) \quad (19)$$

ここで, U_C は測定値, t はプレート伝熱面の厚さ, λ_W はプレート伝熱面の熱伝導率, h_{CW} は式 (13) より求められる冷却水側の熱伝達係数である.

4.4.1 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} と質量流束 G_{WF}

図 7 は, 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} と質量流束 G_{WF} の関係を示す. 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} は, 式 (19) より求める. 式 (19) 中の U_C は, 式 (3) より求めた熱通過係数である. 質量流束 G_{WF} は, 質量流量を流路

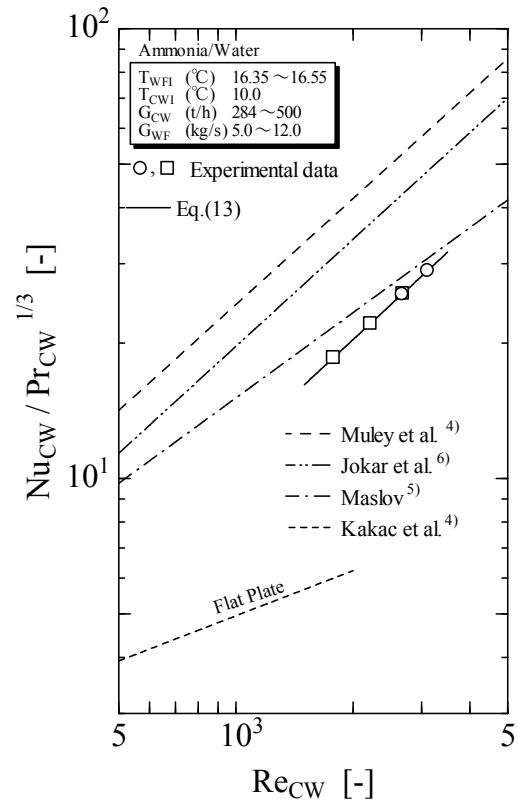


Fig. 6 Heat transfer coefficient on cooling water side

断面積で割って求めた。図中の○, □, △, ▽印は質量流束が 500, 430, 358, 284 m³/h を示す。図 7 より, 質量流束が大きくなると平均凝縮熱伝達係数も大きくなる。また, 冷却水流量が多いほど, 平均凝縮熱伝達係数は大きくなる。

4. 4. 2 熱流束 q_{WF} と過熱度 ΔT_{sat} 図 8 は, 熱流束 q_{WF} と過熱度 ΔT_{sat} の関係を示す。ここで, 過熱度 ΔT_{sat} は, 作動流体の平均温度 T_{WFm} と作動流体側の伝熱面温度 T_{WFW} の差($T_{WFm}-T_{WFW}$)である。また, 作動流体の伝熱面温度 T_{WFW} は, 冷却水側の出入口温度から熱量を求め, 次に, 冷却水側の平均熱伝達係数を用いた熱量より, 冷却水出入口平均温度と冷却水側の伝熱面温度を算出して, そして, プレートの熱伝導から求めた。図 8 より, 交換熱量が大きくなると, 熱流束 q_{WF} は大きくなる。また, 熱通過係数も大きくなると考えられる。

4. 4. 3 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} と過熱度 ΔT_{sat} 図 9 は, 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} と過熱度 ΔT_{sat} の関係を示す。図 9 は, 図 8 を整理し直したものである。図 9 よりわかるように, 過熱度 ΔT_{sat} が大きくなると, 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} は小さくなる。また, 同じ過熱度 ΔT_{sat} の場合, 交換熱量が大きい方が平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} は大きくなる。これは, 凝縮液膜が薄くなり, 対数平均温度差も小さくなるためと考えられる。

4. 5 平均凝縮熱伝達係数 h_{WF} の整理について ここでは, プレート式凝縮器の平均凝縮熱伝達係数の整理方法のみ示す。

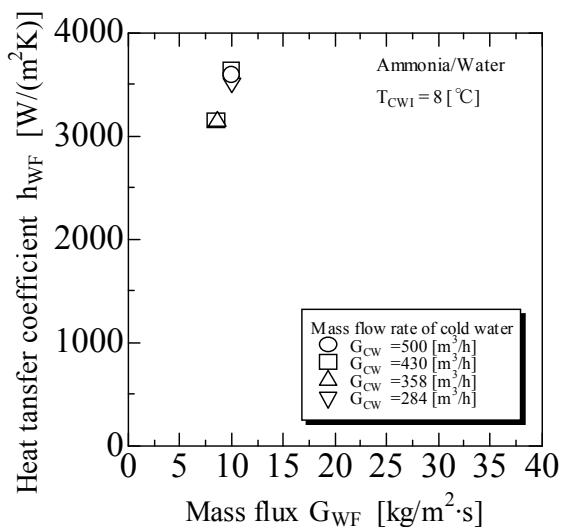


Fig. 7 Heat transfer coefficient versus mass flux

図 10 は, プレート式凝縮器の作動流体および冷却水の熱平衡温度の状態を示す。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。プレート式凝縮器の平均凝縮熱伝達係数については, 過熱, 飽和, 過冷却の 3 つの領域 (Region 1, 2, 3) に分けて行う必要がある。また, プレート凝縮器の作動流体の流量の流量配分は均等に流れていると仮定して行う必要がある。

図 10 中の Q_{WF1} は作動流体側の過熱の領域の交換熱量, Q_{WF2} は作動流体側の気液二相状態の飽和領域の交換熱量, Q_{WF3} は作動流体側の過冷却の状態での交換熱量である。一方, Q_{CC1} は冷却水側の過熱の領域との交換熱量, Q_{CC2} は気液二相状態の飽和領域との交換熱量, Q_{CC3} は過冷却の領域との交換熱量である。 T_{WFI} は作動流体側の入口温度, T_{WFD} は作動流体の飽和蒸

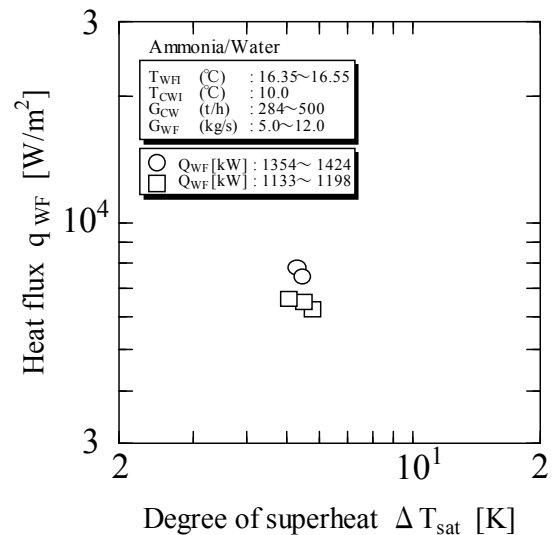


Fig. 8 Heat flux versus degree of superheat

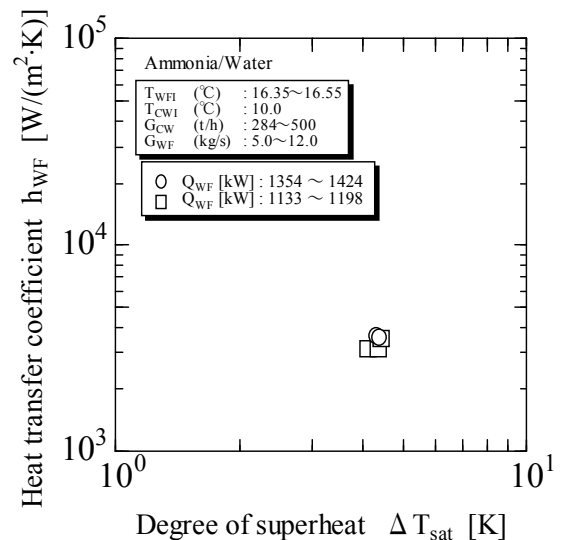


Fig. 9 Heat transfer coefficient versus degree of superheat

気温度, T_{WFB} は作動流体の飽和液温度, T_{WFO} は作動流体側の出口温度である. また, 作動流体側の圧力損失はないものと考えた. 一方, T_{CI} は冷却水側の入口, T_{C2} は気液二相状態の飽和領域に対する入口温度, T_{C2} は気液二相状態の飽和領域に対する出口温度, T_{CO} は冷却水側の出口温度である.

以上, 平均凝縮熱伝達係数の整理については, 過熱, 気液二相状態の飽和領域, 過冷却の3つの領域で分けるか, 熱交換器の全体の領域で考えるかによって大きく異なってくる. そのために, この平均凝縮熱伝達係数については, 詳細に検討する必要がある. ここでは, 省略する.

4.6 圧力損失

4.6.1 損失水頭 図11は, 損失水頭 ΔH_{CW} と冷却水流量 v_{CW} との関係を示したものである.

図中の実線, 破線は, 従来の研究の PHE-1, PHE-2 の結果を示す. 実験値は, PHE-2 の次式とよく一致している.

図11より, 次の経験式が得られる.

$$\Delta H_{CW} = 30.99 v_{CW}^{1.86} \quad (20)$$

4.6.2 摩擦係数 プレート式凝縮器の摩擦係数 f は, 次式より算出した.

$$f = \Delta H_{CW} / (v_{CW}^2 / 2g) \quad (21)$$

図12は, 摩擦係数 f とレイノルズ数 Re_{CW} との関係を示したものである.

このプレート式凝縮器の場合, 摩擦係数 f は, Re_{CW} が 4×10^3 の時, Blasius の式より約10倍大きくなる.

図12より, プレート式凝縮器の摩擦係数は, 次式が得られる.

$$f = 20.47 Re_{CW}^{-0.421} \quad (22)$$

5. 結 論

本研究は, OTEC 用のプレート式凝縮器として高性能を図るために設計された熱交換器を使用し, 作動流体にアンモニア/水を用い, 組成が一定で, 質量流束, 熱流束, 飽和圧力を変化させた場合について, 多層鉛直平板上での平均凝縮熱伝達係数と熱源側の熱伝達係数を明らかにした. また, 従来の研究との比較を行った.

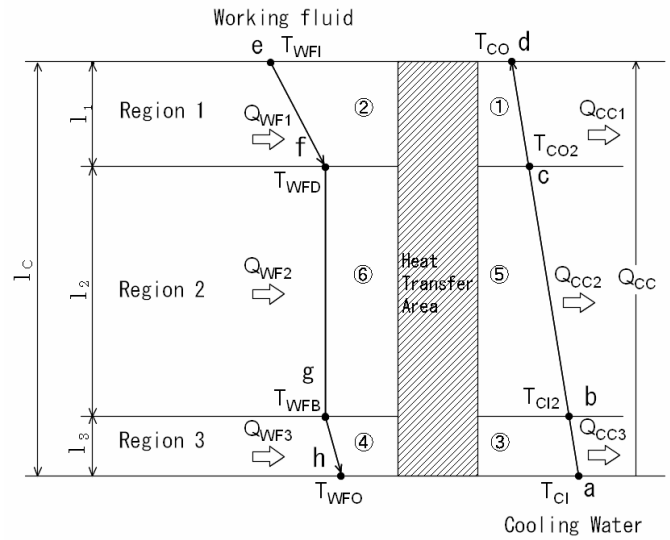


Fig.10 Condition of thermal equilibrium temperature of working fluid and cooling water in plate-type condenser

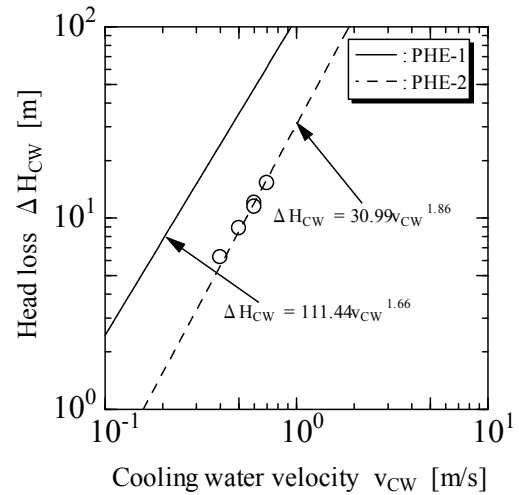


Fig.11 Head loss

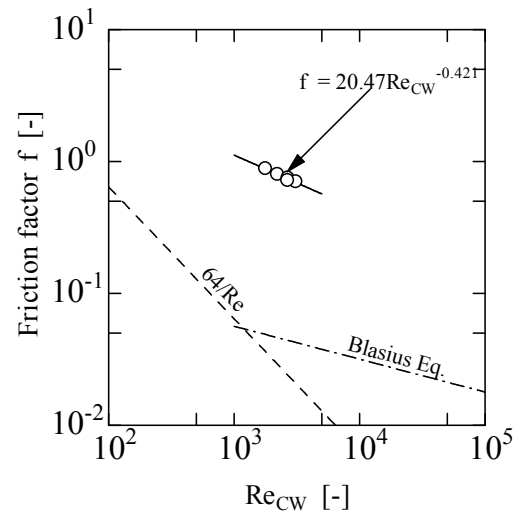


Fig.12 Friction factor

- 1) プレート式凝縮器の熱通過係数は, 冷却水流速が $0.4 \sim 0.7 \text{ m/s}$ の範囲で, 約 $1500 \sim 2000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ になる.
- 2) プレート式凝縮器の冷却水側の平均熱伝達係数を予測するための式 (13) を得た.
- 3) 冷却水側の平均熱伝達係数は, Maslov の式と比較すると, 平均して約 10 % 低くなる.
- 4) 平均凝縮熱伝達係数は, 質量流束が大きくなると大きくなる.
- 5) プレート凝縮器の摩擦係数は, 式 (22) を得た.

文 献

- (1) 上原, 木下: 機論, B 編, 60 巻, 577 号, (1994) pp.3109-3116
- (2) 五島 他 4 名: 機論, B 編, 61 巻, 581 号, (1995) pp.231-238
- (3) 秋山: 21 世紀 COE 最終報告書, (2007) pp.81-85
- (4) 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, 121, (1999), pp. 110-117
- (5) 尾花英朗: 熱交換器設計ハンドブック(1974), pp. 640-651, 工学図書株式会社
- (6) 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), pp. 161-182