

## スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化用アルミニウム合金プレート式凝縮器の伝熱性能評価

有馬博史<sup>\*1</sup>, 管 慶信<sup>\*2</sup>, 松田 昇一<sup>\*3</sup>

### Heat transfer characteristic of plate condenser using aluminum alloy plates for spray flash seawater desalination

Hirofumi ARIMA<sup>\*1</sup>, Yoshinobu SUGA<sup>\*2</sup>, Shoichi MATSUDA<sup>\*3</sup>

<sup>\*1</sup>Institute of Ocean Energy, Saga University  
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga, 849-4256, Japan

<sup>\*2</sup>Department of Mechanical Engineering, Saga University  
1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

<sup>\*3</sup>Department of Mechanical System Engineering, University of Ryukyus  
1 Senbaru, Nishihara-cho, Nakagami-gun, Okinawa 903-0213, Japan

#### Abstract

The spray flash seawater desalination is one of the application for multipurpose use of Ocean Thermal Energy System. The desalination system consists of the flash evaporation chamber, plate condenser and vacuum pump. The desalination method is as follows: the warm surface seawater is provided into the flash chamber which is vacuumed by vacuum pump and is evaporated under low pressure, and the vapor is condensed to pure water by the cold deep seawater into the plate condenser. The performance of the desalination system depends on the performance of the flash chamber and condenser. Therefore, the optimization of heat transfer characteristic for both devices are necessary. In this study, the author considered that the improvement of the heat transfer performance of the plate condenser. To improve it, usage the aluminum plate are proposed. However, the aluminum alloy has low anticorrosion for seawater. Then, the author proposed the coating the aluminum alloy by PEEK resin and WIN KOTE film for plate condenser. There coating substances have high anticorrosion for the seawater, and also acid and alkaline. In this experiment, two different thickness of PEEK resin coating 25 and 100 $\mu$ m were prepared. The measurement of the condensing heat transfer coefficient of the plate condenser installed the proposed new three plates into the desalination system were performed in a range of the flow rate of cold water 1- 20 L/min, the temperature of cold water 5 and 10 $^{\circ}$ C, the flow rate of hot water 1.2 and 1.8 L/min, and the temperature of hot water 35 and 40 $^{\circ}$ C. The saturated pressure is 2.1 ~ 5.1 kPa ( $T_{sat} = 18.3 \sim 33.2^{\circ}$ C). The comparison with the heat transfer performance when using the conventional titanium plate were also performed. The Results show that the overall heat transfer coefficient of WIN KOTE and 25 $\mu$ m PEEK coated plate is the largest in the all test plates. In addition, the condensing heat transfer of aluminum plates are larger than that of titanium.

**Key words** : Condenser, Spray flash desalination, PEEK resin, WIN KOTE film, Aluminum alloy

## 1. 結 言

スプレーフラッシュ蒸発を用いた海水淡水化装置は、海洋温度差発電 (OTEC) と組み合わせて運用することで効率的でかつ低コストで淡水化が可能 (上原, 池上, 1999) となる。佐賀大学海洋エネルギー研究センター久米島

原稿受付 2017年8月4日

<sup>\*1</sup> 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

<sup>\*2</sup> 佐賀大学理工学部機械システム工学科 (〒840-8502 佐賀市本庄町 1 番)

<sup>\*3</sup> 琉球大学工学部工学科 (〒903-0213 沖縄県中頭郡西原町字千原 1 番地)

E-mail of corresponding author: arima@ioes.saga-u.ac.jp

サテライトでは、日本で唯一稼働している OTEC プラントである沖縄県海洋温度差発電実証設備で利用された海水を用いてスプレーフラッシュ蒸発海水淡水化の複合利用に関する研究 (浦田他, 2016) を行っており、OTEC の出力変動や実海域の海水温の変動による動的な影響について評価が進められている。ところで、スプレーフラッシュ蒸発海水淡水化法は、真空状態のフラッシュ蒸発器に 30°C 程度の海洋表層水を導入し、海水の急激な減圧により水蒸気を発生させ、その水蒸気をプレート式凝縮器で凝縮して真水を作る方法である。この時、凝縮器の冷却には 5~10°C 程度の海洋深層水が用いられる。よって、淡水化装置の性能を示す指標の一つである造水量は、表層水温度とフラッシュ蒸発器内の飽和温度との温度差で得られる過熱度をいかに大きくするか、またその装置内でいかに効率よく海水を蒸発させられるかによって大きく左右される。そのため、この淡水化装置の性能は主にフラッシュ蒸発器の性能に大きく左右される。このようなことから、スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する研究は、フラッシュ蒸発室内のノズル形状 (上原他, 1991) やノズル向き (池上他, 2005) にあるいは噴流の分布が造水に与える影響に関する研究 (佐々木, 2006), (Sami, et al., 2012) などが進められてきた。一方、凝縮器はフラッシュ蒸発器からの水蒸気の凝縮および系内を常に負圧を保つのに十分な能力が要求される。しかし、この淡水化装置における凝縮器に関する研究はほとんど行われていない。また、この淡水化法で使用される凝縮器は、メンテナンスが容易なことと凝縮性能が良いことから、OTEC でも使用されているプレート式熱交換器が一般的に使われている。またプレート式熱交換器の伝熱板材料としては、OTEC および淡水化装置ではチタンが使われている。著者ら (Arima, et al., 2016, 有馬他, 2016) は過去に OTEC 用プレート式蒸発器の伝熱面材料についてチタンに代わる材料として、特殊コーティングされたアルミニウム合金製の伝熱板への利用を提案し、膜厚とコーティング方法の異なる複数のテストプレートをプレート式熱交換器に実際に組み込み、アンモニア (Arima, et al., 2016) や海水環境下 (有馬他, 2016) での伝熱性能や腐食に関する検討を行ってきた。その結果、アンモニアや海水環境下でも数か月程度であれば十分に連続的な使用が可能で、また比較的良好な伝熱性能が得られることを確認した。そこで、このテストプレートをスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化装置の凝縮器へも適用可能と考え、凝縮器の伝熱性能の向上や淡水化装置の性能向上の可能性について検討することにした。本報では特殊コーティングのアルミニウム合金板を海水淡水化装置へ組み込み、凝縮熱伝達率の測定および淡水化装置性能の評価について報告する。

## 2. 記 号

$A_c$	: 流路断面積	[m <sup>2</sup> ]	$x$	: 質量分率	[-]
$A_s$	: 伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]	$W$	: 質量分率	[-]
$C_p$	: 定圧比熱	[J/kgK]		ギリシャ文字	
$Deq$	: 水力相当直径	[m]	$\mu$	: 粘度	[Pa · s]
$h$	: 熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> K]	$\nu$	: 動粘度	[m <sup>2</sup> /s]
$k$	: 熱伝導率	[W/mK]		添字	
$l$	: プレート高さ	[m]	$c$	: 冷水	
$L$	: 潜熱	[J/kg]	$DW$	: 造水量 (計測)	
$m$	: 質量流量	[kg/s]	$h$	: 温水	
$Nu$	: Nusselt 数	[-]	$in$	: 入口	
$P$	: 圧力	[Pa]	$L$	: 液相	
$Q$	: 熱交換量	[W]	$out$	: 出口	
$Re$	: Reynolds 数	[-]	$sat$	: 飽和	
$t$	: プレート厚さ	[m]	$T$	: テストプレート	
$T$	: 温度	[°C]	$TH$	: 造水量 (理論)	
$U$	: 熱通過率	[W/m <sup>2</sup> K]	$V, v$	: 気相, 蒸気側	
$V$	: 流速	[m/s]			

## 3. 実 験

### 3.1 実験装置

図 1 に実験装置の概略図を示す。装置はテストセクション (プレート式凝縮器), フラッシュ蒸発器, 清水タンク, 真空ポンプ 1 (ULVAC 製: DTC-22, 到達圧力  $1.0 \times 10^3$  Pa, 排気速度 24 L/min), 真空ポンプ 2 (ULVAC 製: DA-30D, 到達圧力  $6.7 \times 10^3$  Pa, 排気速度 36 L/min), 排出ポンプ (日機装製: マグネットギアポンプ, MG213XPD17-10S, 全圧 0.25MPa, 出力 34W), 温水タンク, 冷凍機 (オリオン製: RKW1500B-V-G1, 冷却能力 5.3kW) で構成されている。なお, 真空ポンプを 2 台で装置を構成した理由として, 真空ポンプ 2 では到達圧力が不足することと, 一方, 真空ポンプ 1 だけでは排気速度が不十分なため, 大気圧から排気時にのみ補助的に真空ポンプ 2 を併用した。

実験では, まず温水タンクから任意の流量の温水を, 予め  $2 \sim 5$  kPa に真空ポンプで減圧されたフラッシュ蒸発器に流入させる。その時, 温水の一部がフラッシュ蒸発器のノズルから噴流となり出てくる過程でフラッシュ蒸発により水蒸気となる。その水蒸気は凝縮器で冷水によって凝縮され, 真水となり清水タンクに貯蔵される。この一連の過程における冷水, 温水および水蒸気の状態量を測定するための流量計, 圧力計, 温度計が装置の各所に設置されている。温水タンクからフラッシュ蒸発器へ供給される温水の流量測定には, 渦+超音波式体積流量計 (キーエンス製: FD-P05, 精度  $\pm 0.5\%$  of F.S.), 冷水の体積流量測定は電磁流量計 (キーエンス製: FD-M10AT, 測定精度  $\pm 1.6\%$  of F.S.), フラッシュ蒸発器内の真空圧力の測定には圧力変換器 (横河電機製: FP101A, 測定範囲  $0 \sim 50$  kPaA, 測定精度  $\pm 0.06\%$ ), 温度の測定には K 型熱電対 (林電工製: ST6, クラス 1, 誤差  $\pm 1.5^\circ\text{C}$ ) を用いた。また, これらの測定値はデータロガー (GRAPHTEC 製: GL820) に集められ記録された。

### 3-2 テストプレート

図 2 にテストプレートの概略図と写真を示す。本実験で使用したテストプレートの母材は A5052 アルミニウム合金製である。テストプレートの寸法は高さ 350mm, 幅 100mm, 厚さ 3.5mm (伝熱面, 最薄部) である。本実

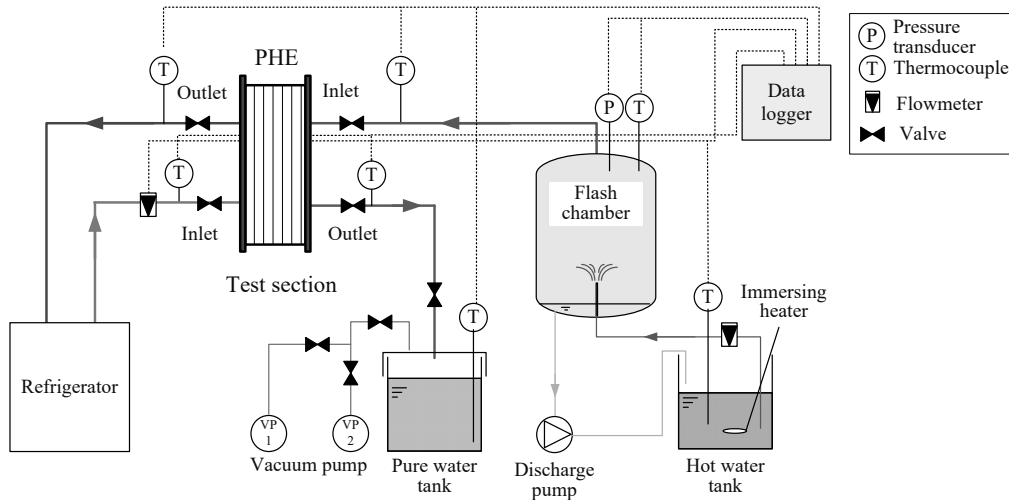


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

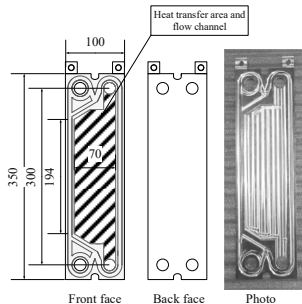


Fig. 2 Design of test plate.

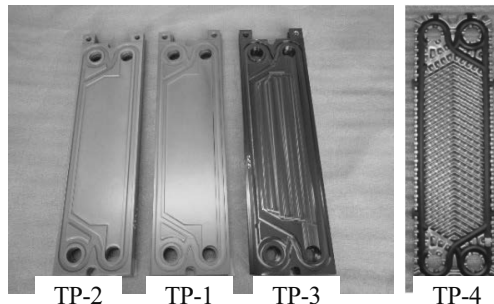


Fig. 3 Photos of test plates.

(TP-1: 25 $\mu\text{m}$ -PEEK, TP-2: 100 $\mu\text{m}$ -PEEK, TP-3: WIN KOTE, TP-4: Ti)

験では、著者らの先行研究 (Arima, et al., 2016, 有馬他, 2016) と同様にテストプレートとして、この母材に膜厚  $25\mu\text{m}$  の PEEK 樹脂でコーティングした

プレート (以下, TP-1) と膜厚  $100\mu\text{m}$  の PEEK 樹脂でコーティングしたプレート (以下, TP-2), 膜厚  $5\mu\text{m}$  の WIN KOTE (以下, TP-3) でコーティングを行った 3 種類のアルミニウム合金製プレートを採用した. 図 3 にテストプレート TP-1~3 の写真を示す. また, 本実験では, アルミニウム合金製プレートとの比較用にヘリンボーンタイプの既成のチタン製プレート (以下, TP-4) を採用した. TP-1~3 は TP-4 を模したものであるが伝熱面は平滑面となっている. これらのテストプレートは各 4 枚準備した. またこれらを既成のプレート式熱交換器のフレーム (アルファラバル製: T2-BFG) に組み込むことでテストセクションを構成した. なお, テストセクションの有効総伝熱面積, 蒸気側流路断面積, プレート厚さおよび熱伝導率を表 1 に示す.

Table 1 Specification of plates

Plate type	TP-1	TP-2	TP-3	TP-4
Material	PEEK	PEEK	WIN KOTE	Titanium
Thickness of coating [ $\mu\text{m}$ ]	25	100	5	-
Number of channel (Cold water/ Vapor)	3/2	3/2	3/2	5/5
Plate thickness $t$ [mm]	3.5	3.5	3.5	0.5
Total heat transfer area $A_c$ [ $\text{m}^2$ ]	$6.7 \times 10^{-2}$	$6.7 \times 10^{-2}$	$6.7 \times 10^{-2}$	$1.8 \times 10^{-1}$
Cross-sectional are of surface vapor channel $A_{c_v}$ [ $\text{m}^2$ ]	$2.1 \times 10^{-4}$	$2.1 \times 10^{-4}$	$2.1 \times 10^{-4}$	$7.5 \times 10^{-4}$
Thermal conductivity $k_T$ [W/mK]	140	140	140	22

### 3・3 実験方法

実験では、前節で示した 4 種類のテストプレート (TP-1~4) を凝縮器にそれぞれ組み込み、各々のテストプレートにおける凝縮熱伝達率の測定を行った. なお本実験では温水を大気圧下で供給したため不凝縮性ガスを含んだ場合における凝縮熱伝達率を測定することとなる. 4 種類のテストプレートはそれぞれ 4 枚一組 (チタンのみ 9 枚一組) としてテストセクションである PHE に組込まれた. 実験中に系内で測定された状態量は全てデータロガーに集められ、5 秒間隔で 3 分間記録された. また、データ整理にはそれぞれの値の 3 分間の平均値が用いられた. 再現性確認のため各々の条件で 3 回測定を行なった.

実験条件として、表 2 に示す冷水体積流量、温水体積流量、冷水温度、温水温度、飽和圧力を与えた.

Table 2 Experimental conditions

Flow rate of cold water $m_c$ [L/min]	1, 2.5, 5, 10, 15, 20
Temperature of inlet cold water $T_{c, in}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	5, 10
Flow rate of hot water $m_h$ [L/min]	1.2, 1.8
Temperature of inlet hot water $T_{h, in}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	35, 40
Saturated pressure $P_{sat}$ [kPa]	2.1 ~ 5.1 ( $T_{sat} = 18.3 \sim 33.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### 3・4 データ整理

凝縮器の伝熱性能は、熱通過率  $U$  [W/ $\text{m}^2\text{K}$ ] で整理を行った.  $U$  は以下の式から導出した.

$$U = Q_c / (A_s \Delta T_m) \quad (1)$$

ここで  $Q_c$  [W] は冷水熱交換量,  $A_s$  [ $\text{m}^2$ ] はプレートの総伝熱面積,  $\Delta T_m$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] は対数平均温度差である. また,  $Q_c$ ,  $\Delta T_m$  はそれぞれ次式で求めた.

$$Q_C = m_c C_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = (T_{c,out} - T_{c,in}) / \ln((T_{sat} - T_{c,in}) / (T_{sat} - T_{c,out})) \quad (3)$$

ここで  $m_c$  [kg/s] は冷水の質量流量,  $C_{p_c}$  [J/kgK] は冷水の定圧比熱,  $T_{c,in}$  [°C] は冷水入口温度,  $T_{c,out}$  [°C] は冷水出口温度である. また,  $T_{sat}$  [°C] はフラッシュ蒸発器内の圧力を飽和圧力  $P_{sat}$  [Pa] としたときの水の飽和温度であり, その温度は PROPATH (Propath Group, 2016) で求めた.

次に, 平均凝縮熱伝達率  $h_v$  [W/m<sup>2</sup>K] は, 熱通過率  $U_c$  [W/m<sup>2</sup>K] と冷水側熱伝達率  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>K] を用いて, 以下の熱抵抗の式から求めた.

$$1/h_v = 1/U - (t/k_T + 1/h_c) \quad (4)$$

ここで,  $t$  [m] はテストプレート厚さ,  $k_T$  [W/mK] はテストプレートの熱伝導率である.

冷水側熱伝達率  $h_c$  は, 本研究と同一のテストプレートを用いて行った海洋表層水および深層水による熱交換器実験で得られた次の推算式を用いた.

$$Nu_c = h_c Deq_c / k_c = C_1 Re_c^{0.8} Pr_c^{1/3} \quad (5)$$

ここで,  $Deq$  [m] は水力相当直径,  $k_c$  [W/mK] は冷水の熱伝導率である. また式(5)の  $Re$  数と  $Pr$  数はそれぞれ  $Re_c = V_c Deq_c / \nu_c$ ,  $Pr_c = \mu_c C_{p_c} / k_c$  で定義される冷水における値である. 係数  $C_1$  はテストプレートの毎に表3の値を与えた.

Table 3 Coefficients of Eq. (5)

	$C_1$
TP-1	0.0169
TP-2	0.0123
TP-3	0.0108
TP-4	0.0625

## 4. 結 果

### 4・1 海水淡水化装置の性能

凝縮器の凝縮熱伝達率の測定の前に, 本実験装置が海水淡水化装置としての性能の確認を行った. 図4は過熱度に対する凝縮器の熱交換量の変化を示す. ここで過熱度  $\Delta T_{sat}$  [K] は, フラッシュ蒸発器のノズル出口温度  $T_{h,in}$  と蒸発器内の飽和温度  $T_{sat}$  との温度差である. なお, ノズル出口温度はノズルに供給される温水タンクの温水温度を使った. 図4より過熱度の増加に比例して熱交換量も増加していることが分かる. テストプレートの比較では,  $\Delta T_{sat} < 8$  K では TP-1 および TP-3 の熱交換量が一番大きく, また  $\Delta T_{sat} > 8$  K では TP-4 が最も高い熱交換量を示している.

次に本装置における造水量の妥当性について検討するため, 図5に計測された造水量  $m_{DW}$  [kg/s] と温水流量  $m_h$  [kg/s] の比で求められる計測淡水化比について, 過熱度との関係を示す. 計測淡水化比についても過熱度にはほぼ比例して増加している. 一方, 理論造水量  $m_{TH}$  [kg/s] と温水流量から求められる理論淡水化比は以下の式で与えられる.

$$m_{TH} / m_h = C_{p_L} \Delta T_{sat} / L \quad (6)$$

図5に理論淡水化比  $m_{TH} / m_h$  の値を実線で示す. 計測淡水化比の値は,  $\Delta T_{sat} > 10$  を除いて理論淡水化比と一致する. 佐々木 (2006) による同海水淡水化法を用いたフラッシュ蒸発器に関する研究でも淡水化比について同様な傾向を示していることから, 淡水化装置としても正常に動作していることが確認できた.

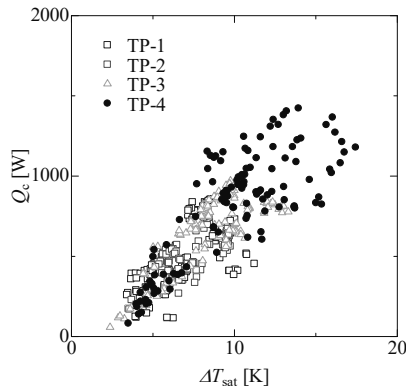


Fig. 4 Heat flow rate against degree of superheat

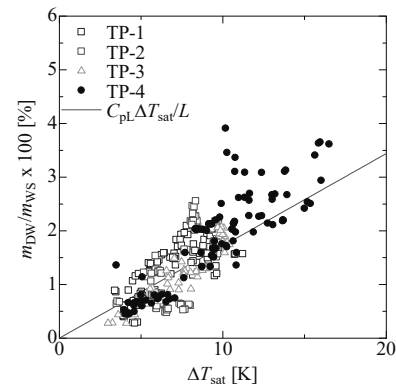


Fig. 5 Desalination water rate against degree of superheat

#### 4・2 熱通過率および熱交換量のテストプレートによる比較

冷水流速に対する熱通過率の変化について、一例として TP-3 の場合の結果を図 6 に示す。図 6 より温水流量 1.8 L/min の場合は、 $V_c < 0.35$  m/s で冷水流速の増加に伴い熱通過率が増加し、それ以降の流速ではほぼ一定の値を示すことが分かる。これは  $V_c > 0.35$  m/s では熱源側流速の増加に伴う冷水側熱伝達率の増加がなく、その値がほぼ一定になっているものと考えられる。一方、温水流量 1.2 L/min の場合は、 $V_c < 0.35$  m/s で冷水流速の増加に伴い熱通過率が増加し、それ以降の流速では逆に低下していることが分かる。一方、図は割愛するが、異なるテストプレートについて同一の冷水流量で熱通過率を比較した場合、図 6 に示した TP-3 が最も高い値を示した。

#### 4・3 平均凝縮熱伝達率および Nu 数のテストプレートによる比較

図 7 に平均凝縮熱伝達率  $h_v$  と蒸気流量  $m_v$  との関係を示す。図 7 よりいずれのテストプレートでも蒸気流量の増加に伴い平均凝縮熱伝達率が増加していることが分かる。

図 7 で示した平均凝縮熱伝達率と蒸気流量をもとに、図 8 に  $Nu_L (= h_v l / k_L)$  と  $Re_L (= m_v l / (Ac_v \mu_L))$  で整理したものを示す。ここで、 $Ac_v$  は蒸気側流路断面積、 $l$  はプレート高さである。

図 8 より、テストプレートの違いに寄らず  $Re_L$  数に対してほぼ同一の傾向を示した。また、TP-4 が最も大きい値を示す。また TP-1~3 のコーティングプレートでは、 $Re_L < 0.7$  の  $Re$  数が低い領域ではほぼ同一の値を示しているが、 $Re_L > 0.7$  では TP-2 が最も大きな値を示していることが分かる。

図 9 は凝縮熱伝達率について従来の推算式との比較を示す。ここでは、上原他 (機械学会編, 1986) による膜状凝縮における強制対流波流と強制対流乱流との式との比較を行った。

$$\text{強制対流波流: } Nu_L = 8.06 H^{1/10} Pr_L^{1/3} R^{-1/2} Re_L^{8/15} \quad (7)$$

$$\text{強制対流乱流: } Nu_L = 0.156 H^{1/15} Pr_L^{1/3} R^{-1/2} Re_L^{4/5} \quad (8)$$

ここで、 $H (= Cp_L \Delta T_{sat} / L)$  は顕潜熱比、 $R (= (\rho_L \mu_L / \rho_v \mu_v)^{1/2})$  は密度粘度比である。

図 9 に示すように式 (7) および (8) の推算式と測定値との比較では、 $Re$  数に対して増加する傾向は一致するものの、 $Nu$  数の値は大きく異なることが分かる。本実験での熱伝達率が著しく低く評価されている。このことから、不凝縮ガスによる凝縮熱伝達率の低下を考え、次節でそれに対する評価を行った。

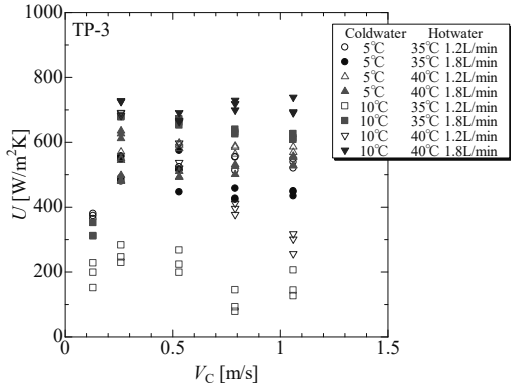


Fig. 6 Overall heat transfer coefficient of 4 types test plate against cold water flow rate.

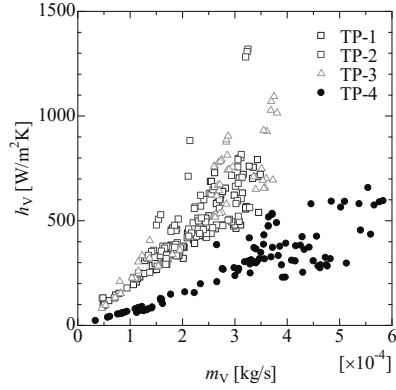


Fig. 7 Condensing heat transfer coefficient of 4 types test plate against vapor mass flow rate.

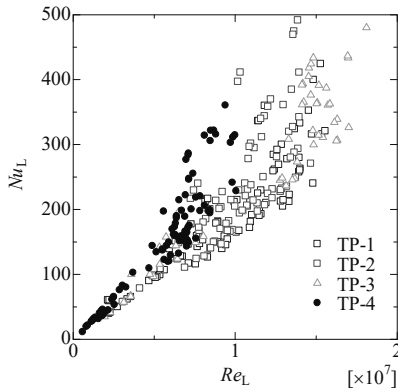


Fig. 8  $Nu_L$  vs.  $Re_L$

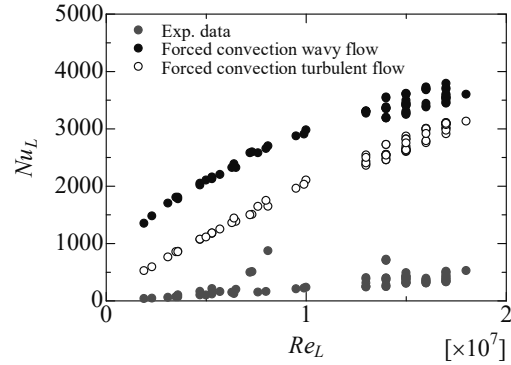


Fig. 9 Comparisons of  $Nu$  between correlations and experimental data.

#### 4・4 不凝縮ガスの平均凝縮熱伝達率への影響

不凝縮ガスに対する平均凝縮熱伝達率への影響について以下の比較を行った。天野他 (2004) はオープンサイクル OTEC において、不凝縮ガスを含む温海水を蒸発後に減圧下で凝縮させた場合、不凝縮ガス濃度  $W_{ng}$  の増加に対して、不凝縮ガスが含まれない場合の理論熱交換量である  $Q_s$  と実測された冷水熱交換量  $Q_c$  の比が急激に低下することを示している。そこで本実験結果についても同様な方法にて不凝縮ガス濃度  $W_{ng}$  に対する熱交換量比について比較を行った。ここで、 $Q_s$  および  $W_{ng}$  については以下の式で求めた。

$$Q_s = h_{TH} A_s (T_{v,ave} - T_{v,w}) \quad (9)$$

ここで、 $h_{TH}$  は理論凝縮熱伝達率、 $T_{v,ave}$  は蒸気側の平均温度、 $T_{v,w}$  は蒸気側平均壁面温度である。また  $T_{v,w}$  は冷水側の熱流束と壁面温度から外挿で求めた値である。なお  $h_{TH}$  は、今回の凝縮現象が強制対流乱流の膜状凝縮を仮定して式(8)から導出した。

$$W_{ng} = m_{ng} / (m_{ng} + m_v) \quad (10)$$

$$m_{ng} = m_h (x_N + x_O) \quad (11)$$

ここで、 $m_{ng}$  [kg/s] は温水中に含まれる不凝縮ガスの質量流量、 $x_N, x_O$  [-] はそれぞれ温水 1kg に含まれる窒素及び酸素の質量分率である。温水中の窒素及び酸素の質量分率は、大気圧下での空気に含まれるそれぞれのガスの分圧比

が 4:1 であると仮定して, 水中への溶解量についてヘンリー定数 (化学工学会編, 2011) を用いて求め, それらの値から求めた.

図 10 に不凝縮ガス濃度  $W_{ng}$  に対する熱交換量の比の変化を示す. 図 10 には Sparrow-Lin の式 (Sparrow, et al., 1964) から得られた熱交換量の比の不凝縮ガス濃度に対する分布についても示す. 図 10 より不凝縮ガスの温水への 0.1wt% 以下の混入でも理論熱交換量の 20~90% まで低下することが分かる. また, その値は Sparrow-Lin の式 (Sparrow, et al., 1964) から得られた推算値とほぼ一致していることから, 図 9 で示した凝縮熱伝達率の低下は不凝縮ガスの混入による影響が明らかである. 以上のことより, 純粋な熱伝達率の測定のためには十分に脱気した温水の蒸気を凝縮させることが必要であることが分かるが, 一方, 本淡水化装置では取水した表層海水を十分に脱気せずに蒸発させることも想定されるので, そのような条件に限った凝縮熱伝達率の値は本実験での測定法で十分であると考え.

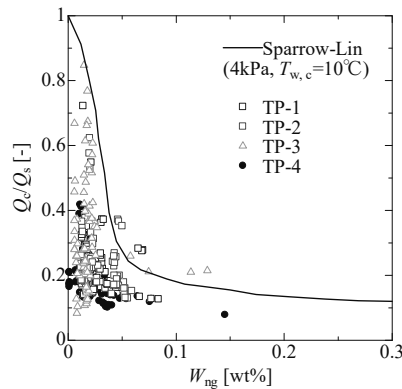


Fig. 10 Heat flow rate ratio of measured and without non-condensing gas against concentration of non-condensing gas.

## 5. 結 言

スプレーフラッシュ蒸発海水淡水化装置での使用を想定したプレート式凝縮器の伝熱板材料として, 特殊コーティングされたアルミニウム合金板と市販のチタン板をテストプレートとして採用し, その伝熱性能について比較検討を行った. その結果, 以下の事が明らかとなった.

- (1) 各テストプレートの熱通過率は, 温水流量が大きく, かつ冷水側流量が低流量の場合はその増加に伴い上昇するが, 高流量ではほぼ一定値を示す. 一方, 温水流量が小さい場合は, 冷水側流量が高流量の場合において熱通過率が逆に減少する傾向が得られた.
- (2) 同一蒸気  $Re$  数における平均  $Nu$  数の比較において, チタン製プレートが最も大きい値を示したが, コーティングされたアルミニウム合金製プレートの中では 25 $\mu\text{m}$ -PEEK コーティングの場合が最も良い性能を示した.
- (3) 平均凝縮熱伝達率の値は, 十分に脱気して不凝縮ガスの影響がない場合に比べて 20~90% 程度低下している.

## 謝 辞

本研究は, JSPS 科研費 15K00637 および佐賀大学学内研究プロジェクトにより資金の一部の助成を受けたものである. ここに記して感謝する.



## 文 献

- 天野雅継, 田中忠良, “淡水化機能を有するオープンサイクル海洋温度差発電システム -凝縮器における不凝縮ガスによる凝縮量への影響-”, 電気学会論文誌 B, Vol. 124, No. 8, (2004), pp. 1021-1026.
- 有馬博史, 稲富諒, 松田昇一, “特殊コーティングされたアルミニウム合金伝熱面を用いた海水淡水化プレート式熱交換器の伝熱性能”, OTEC, Vol. 21, (2016), pp. 7-15.
- 池上康之, 佐々木大, 合田知二, 上原春男, “スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する実験的研究 (噴流方向の影響) ”, 日本海水学会誌, Vol. 59, No. 1, (2005), pp. 68-73.
- 機械学会編, 伝熱工学資料, 丸善, (1986).
- 上原春男, 池上康之, “海洋温度差発電とスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化の開発と展望”, 日本海水学会誌, Vol. 53, No. 1, (1999), pp. 2-11.
- 化学工学会編, 化学工学便覧改訂7版, 丸善, (2011).
- 佐々木大, 佐賀大学工学系研究科 博士論文, (2006), pp. 1-137
- 上原春男, Erich STUHLTRAGER, 宮良明男, 古賀透, 日野雅貴, “スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する研究—ノズル形状の影響について—”, 日本海水学会誌, Vol. 45, No. 1, (1991), pp. 16-21.
- 浦田和也, 安永健, 岩崎君夫, 池上康之, 兼島盛吉, “久米島における海洋温度差エネルギーの複合利用に関する基礎研究”, 海洋深層水研究, Vol. 17, (2016) p. 55.
- Arima, H., R. Inadomi and Koyama, K., “Heat transfer characteristics of plate heat exchanger using coated-aluminum plate for ammonia boiling”, The 27th International Symposium on Transport Phenomena, (2016), ISTP27-041.
- Propath Group, W-PROPATH, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/> (2016.3).
- Sami, M. and Y. Ikegami, “On the evaporation of superheated water drops formed by flashing of liquid jets”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 57, (2012), pp. 37-44.
- Sparrow, E. M., Lin, S.H., “Condensation heat transfer in the presence of a noncondensable gas”, Journal of Heat Transfer, Transaction, ASME, (1964), pp. 430-436.