

## ハイブリッドサイクルを用いた海洋温度差発電のためのプレート式 蒸発・凝縮器の伝熱性能評価

宮菌 修路<sup>\*1</sup>, 安永 健<sup>\*2</sup>, 中村 泰誠<sup>\*1</sup>, 池上 康之<sup>\*2</sup>, 森崎 敬史<sup>\*2</sup>

### Heat Transfer Performance Test Results of A Plate Evaporator-Condenser for Hybrid Ocean Thermal Energy Conversion

Shuji MIYAZONO<sup>\*1</sup>, Takeshi YASUNAGA<sup>\*2</sup>, Taisei NAKAMURA<sup>\*1</sup>,  
Yasuyuki Ikegami<sup>\*2</sup> and Takafumi MORISAKI<sup>\*2</sup>

<sup>\*1</sup> Graduate school of Science and Engineering, Saga University, 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-

<sup>\*2</sup> Institute of Ocean Energy, Saga University, 1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502

#### Abstract

A hybrid ocean thermal energy conversion (H-OTEC) system combines an ocean thermal energy conversion (OTEC) system, which generates electricity using the temperature difference between the surface and deep layers of the ocean, with a flash desalination system to produce freshwater from seawater. The H-OTEC generates steam by vacuuming the warm seawater and convey the steam to the power generation system as the heat source. The H-OTEC can prevent the performance degradation of the heat exchanger due to bio-fouling, improve the heat transfer coefficient by condensation heat transfer on the heat source side, and reduce the cost of the heat exchanger by using stainless steel or other low-grade materials instead of titanium. The basic thermodynamic characteristics of the H-OTEC have been clarified by parametric analysis, but the performance of the evaporation-condenser (Eva-Con), which condenses water vapor generated by flash evaporation and evaporates ammonia using the latent heat of condensation as a heat source, has not been experimentally clarified. In this study, the authors report the heat transfer performance test results of the Eva-Con.

**Key words** : Hybrid-cycle, OTEC, H-OTEC, Evaporator-Condenser, Desalination, Plate heat exchanger

## 1. 緒 言

海洋温度差発電 (Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) は、海洋の表層と深層 (600~1000 m) の温度差を利用した発電であり、莫大な熱容量の海洋の温度差を利用することから、天候の変化による急激な温度変化が生じず、安定した発電が可能である。そのため、特に数 MW 程度の発電規模の OTEC は島しょ地域のベース電源としての利用が検討されている。それらの島しょ地域では、淡水も有用な資源であり、海洋温度差エネルギーは、OTEC による電力だけでなく、海水淡水化による造水などの複合的利用が可能である。

OTEC は、海水を直接蒸発させるオープン方式、低沸点の作動流体を用いたランキンサイクルなどの熱機関を用いるクローズド方式に加えて、作動流体発電と造水を併合させたハイブリッド方式が提案されている (上原, 1982, Avery, 1994)。この方式には、OTEC の蒸発器で熱交換した後の海水をフラッシュ蒸発させた蒸気を海洋深層水で凝縮させて淡水化する方法と、蒸発器に入る前に海水をフラッシュ蒸発させ、蒸発した蒸気を OTEC の蒸発器の熱源として熱交換させると同時に淡水化する方法がある。しかし、熱交換器の海生生物による汚れや熱交換器の材質の違いによるコスト比較は行われていない。Panchal (1987) は後者の発電システムの場合、OTEC

原稿受付 2021 年 10 月 15 日

<sup>\*1</sup> 佐賀大学大学院理工学研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1)

<sup>\*2</sup> 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)

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

の蒸発器内に海水を流入させないことから、蒸発器内の海生生物による生物汚れが生じず、熱交換器の材質に耐海水性のチタンより低廉な金属を利用するプロセスを提案している (Panchal and Bell, 1987). 上原他 (1990) は、両ハイブリッド方式を発電出力当たりの必要伝熱面積を最小化した条件で比較した場合、前者が海水淡水化プロセス内のフラッシュ室内へ流入する海水温度と凝縮器の冷水温度の温度差が大きく、後者に比して造水量が多くなることを示している (上原, 中岡, 1990). 本研究では、OTEC 蒸発器内の海生生物汚れの対策が可能となる後者のシステムに着し、以降は同方式を用いたサイクルを H-OTEC (Hybrid-OTEC) と称する. 図 1 に H-OTEC の概略フロー線図を示す.

池上他 (2019) は H-OTEC に特有の熱交換器の性能が発電量および造水量に与える影響や最大出力などの発電システムの特徴をパラメータ解析によって算出し、Finite-Time Thermodynamic に基づく性能評価を行い、サイクル内部の特性を明らかにした. しかしこの H-OTEC 特有の熱交換器である図 1 中の蒸発・凝縮器 (Evaporation-Condenser, 以下 Eva-Con) の性能は実験的に明らかにされていない. Eva-Con ではフラッシュ蒸発によって発生した水蒸気を凝縮させ、その凝縮潜熱を熱源としてアンモニアを蒸発させ、両流体が相変化を伴うため熱通過係数の向上が期待される. Tran (2017) はプロセス媒体の凝縮と冷却媒体の同時蒸発からなるピロプレート式熱交換器を用いて蒸発流体のパラメータが伝熱性能に与える影響を調査し、Kandlikar (1990) によって提案された管内の沸騰熱伝達の相関関係がピロプレート式においても適していることを明らかにした. しかしプレート式熱交換器を用いて、2 つの流体を同時に蒸発、凝縮させる研究の報告例は非常に少なく、Kafi et al. (2004) が多重効用式海水淡水化の熱交換器としても利用しているが、本 H-OTEC の開発に寄与する報告はない. そこで本研究では、プレート式の Eva-Con の伝熱性能について、実験的にその性能を評価した結果について報告する.

## 2. 実験装置および実験条件

図 2 に Eva-Con の実験装置の概略図を示す. 図 2 に示すように、フラッシュ室へ入った海水の一部がフラッシュ蒸発しデミスターを通過した後 Eva-Con で凝縮され、アンモニアを蒸発させる. そのため Eva-Con は従来の熱交換器とは異なり、熱源と作動流体の両方に相変化を伴う. 表 1 に Eva-Con のプレート式熱交換器の仕様を、表 2 に Eva-Con 性能試験の実験条件を示す. 本プレート式熱交換器は全溶接タイプであり、両側面から水蒸気が流入し凝縮して下部側面から流出する. アンモニアは下から上に流れて蒸発する. 実験では海水の流量と作動流体の流量を一定とし、作動流体がドライアウトしないために出口の過熱度が  $1^{\circ}\text{C}$  以下になるよう圧力を調整した.

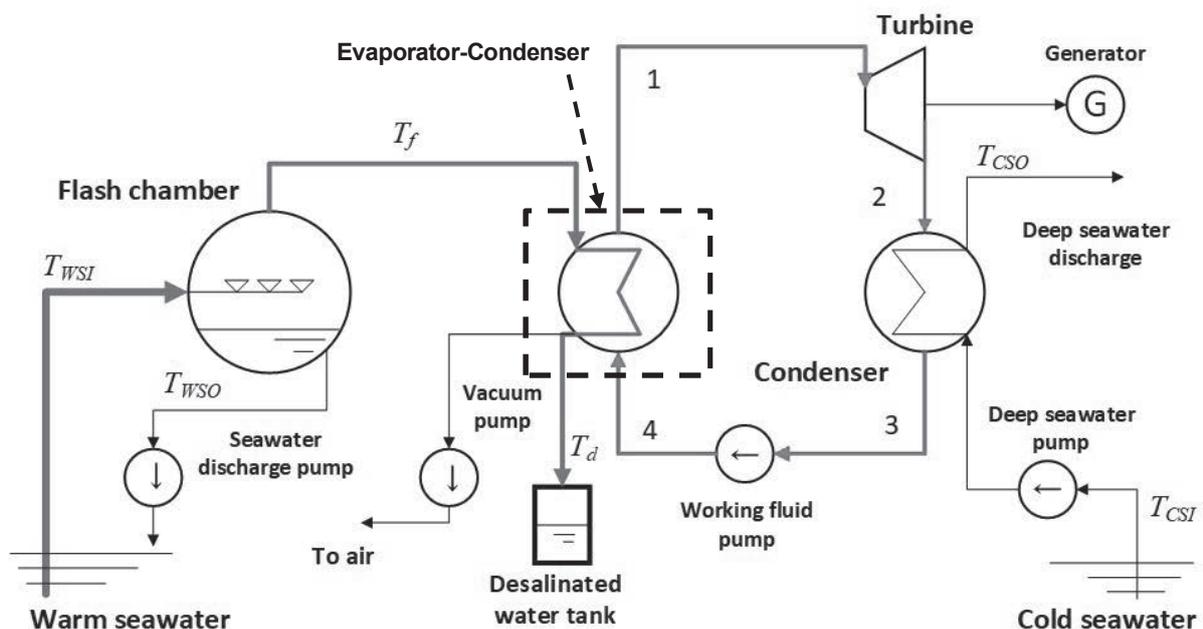


Fig. 1 Schematic flow diagram of H-OTEC.

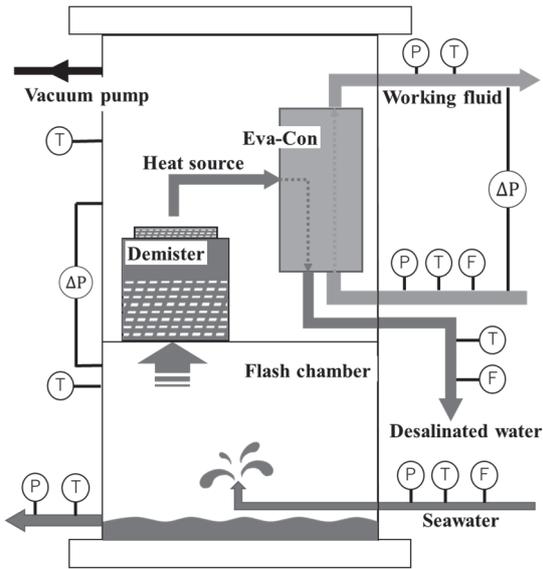


Fig. 2 Flow diagram of experimental apparatus.

Item	Value
Type	Shell & Plate
Material	SUS316L
Height	300 mm
Width	700 mm
Thickness	0.8 mm
Number of plate	30
Heat transfer area	6.7 m <sup>2</sup>
Equivalent diameter	10.8 mm

### 3. Eva-Con の性能評価と実験式

Eva-Con の凝縮に伴う交換熱量 $Q_d$ [W]は、

$$Q_d = m_d/L \quad (1)$$

ここで、 $m_d$ は造水量[kg/s]、 $L$ は水の凝縮潜熱[J/kg]を示す。 $Q_d$ は熱通過係数 $U_{EC}$ [W/(m<sup>2</sup>K)]を用いて次式で定義される。

$$Q_d = U_{EC}A(\Delta T)_{EC} \quad (2)$$

ここで、 $A$ はプレート伝熱面積[m<sup>2</sup>]、 $(\Delta T)_{EC}$ は凝縮水の出口温度と作動流体の出入口温度の平均値の温度差[K]を示す。 $U_{EC}$ は両流体の熱伝達係数の関係から、

$$U_{EC} = \frac{1}{1/\alpha_c + t_p/\lambda_p + 1/\alpha_E} \quad (3)$$

ここで、 $\alpha_c$ は水の凝縮熱伝達係数[W/(m<sup>2</sup>K)]、 $\alpha_E$ は作動流体の蒸発熱伝達係数[W/(m<sup>2</sup>K)]、 $t_p, \lambda_p$ はプレートの厚さ[m]および熱伝導率[W/(mK)]をそれぞれ示す。

Eva-Con の両流体の熱伝達係数の実験式を整理するため、以下の整理式を基本式とし、その係数および指数の定数を実験的に算出する。水の凝縮ヌセルト数 $Nu_c$ は面積拡大係数 $\Phi$ 、相当レイノルズ数 $Re_{eq}$ 、液相のプラントル数 $Pr_L$ を用いて<sup>(7)</sup>、

$$Nu_c = \frac{\alpha_c D_{eq}}{\lambda_L} = C_1 \Phi Re_{eq}^{\beta_1} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

$$Re_{eq} = G \left[ (1 - x_m) + x_m \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \frac{D_{eq}}{\mu_L} \quad (5)$$

ここで、 $G$ は質量流束[kg/(m<sup>2</sup>s)]、 $\rho$ は密度[kg/m<sup>3</sup>]、 $\mu$ は粘度[Pa·s]、 $x_m$ は入口と出口の平均乾き度、 $D_{eq}$ は相当直径[m]、 $\lambda$ は熱伝導率[W/(mK)]を示す。添字の $L$ は液相、 $V$ は気相を示す。アンモニアの蒸発ヌセルト数 $Nu_E$ はLockhart-Martinelliパラメータ $X_{tt}$ 、液相のレイノルズ数 $Re_L$ 、液相のプラントル数 $Pr_L$ を用いて<sup>(8)</sup>、

$$Nu_E = \frac{\alpha_E D_{eq}}{\lambda_L} = C_2 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{\beta_2} Re_L^{0.8} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

Table 2 Performance test condition of Eva-Con.

Item	Value
Warm source inlet temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	30.0
Warm source flow rate $m_{WS}$ [t/h]	4.0, 5.0, 6.0
Working fluid mass flux $G_{WF}$ [ $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ]	1.00, 1.38, 1.93, 2.50

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - x_o}{x_o} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (7)$$

ここで,  $x_o$ は出口乾き度を示す. 熱源である蒸気成分は水と仮定し, 作動流体にアンモニアを用い, 流体の熱物性には REFPROP (Ver.10.0) を用いた<sup>(9)</sup> (Lemmon, et al., 2018).

既往の蒸発器や凝縮器の研究では, それぞれ温水や冷却水の単層の強制熱伝達の実験式を予め計測または既知である熱交換器を用いて, 蒸発・凝縮熱伝達を計測する. 本研究では両流体が相変化するため, 熱通過係数から蒸発・凝縮の熱伝達を推測することを試みる. 式 (2) から算出した熱通過係数を  $U_{EC,exp}$ , 式 (3) ~ (7) から算出した熱通過係数を  $U_{EC,cal}$  としてそれらの差を取り, 実験値と計算値の差の関数として以下の式 (7) を定義する.

$$f(C_1, C_2, \beta_1, \beta_2) = \sum_{i=1}^n |U_{EC,exp,i} - U_{EC,cal,i}| \quad (8)$$

$f(C_1, C_2, \beta_1, \beta_2)$ を目的関数,  $C_1, C_2, \beta_1, \beta_2$ を変数として最小化し, 式 (4), (6) の定数  $C_1 \sim \beta_2$ を算出した.

#### 4. 実験結果と考察

図3に作動流体の質量流束  $G_{WF}$  と実験から得られた熱通過係数  $U_{EC,exp}$  の関係を示す. 図3から,  $G_{WF}$  や海水の質量流量  $m_{WS}$  が増加すると  $U_{EC,exp}$  も増加する傾向がある. 本実験でEva-Conの熱通過係数  $U_{EC}$  は約  $1.0 \sim 1.5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  であった.  $m_{WS} = 4.0 \text{ t/h}$  のとき,  $G_{WF}$  が  $1.38 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  から  $1.93 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  に増加したのに対して,  $U_{EC,exp}$  が減少している. これは実験条件が  $m_{WS} = 4.0 \text{ t/h}$ ,  $G_{WF} = 1.93 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  においてフラッシュ蒸発量が少なく, 熱量が小さくなったことが要因と考えられる.

実験データを用いてEva-Conにおける凝縮及び蒸発熱伝達係数の実験式として以下の式 (9), (10) を得た.

$$Nu_C = 0.837 \Phi Re_{eq}^{0.718} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (69 < Re_{eq} < 114) \quad (9)$$

$$Nu_E = 0.456 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.751} Re_L^{0.8} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (6 < Re_L < 128) \quad (10)$$

図4に実験式を用いて計算した熱通過係数  $U_{EC,cal}$  と実験から得られた熱通過係数  $U_{EC,exp}$  の相関を示す. 図4から, 計算値は  $\pm 20\%$  以内で実験値と一致した.

#### 5. 結 言

アンモニアを作動流体として用いた H-OTEC 用の蒸発・凝縮器の性能を実験的に評価し, 得られた熱通過係数から, 既往の蒸発・凝縮熱伝達係数の実験式を参考に水の凝縮とアンモニアの蒸発の熱伝達係数の実験式を推算した. 実験式から得られた熱通過係数は, 実験値と  $\pm 20\%$  以内で一致した. しかし, 本実験で取得したデータ数は数条件であり, 今後の H-OTEC の設計に活用するためには, より多くの条件でデータを取得する必要がある.

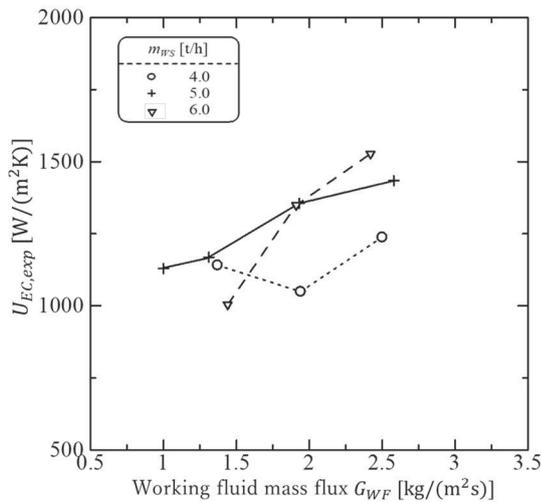


Fig. 3  $U_{EC,exp}$  vs  $G_{WF}$

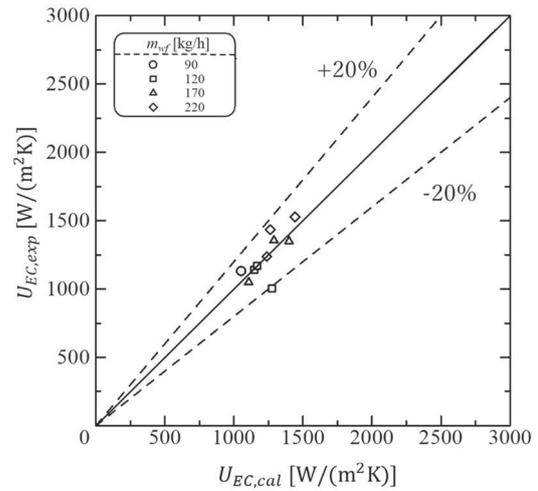


Fig. 4  $U_{EC,exp}$  vs  $U_{EC,cal}$

## 謝 辞

本研究は国立研究開発法人 (JST,JPMJSA1803) と独立行政法人 国際協力機構 (JICA) の連帯事業である地球規模課題対応国際科学協力プログラム (SATREPS) および JSPS 科研費 JP20K04313 の支援を受けて実施した。ここに記して謝意を表す。

## 文 献

- 上原春男, “海洋温度差発電読本”, オーム社, (1982), pp. 39-44.
- Avery, H. W. and Wu, C., “Renewable energy from the ocean; A guide to OTEC”, Oxford University Press, (1994), pp. 240-247.
- Panchal, C. B. and Bell, K. J., “Simultaneous production of desalinated water and power using a hybrid-cycle OTEC plant”, Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 109, (1987), pp. 156-160.
- 上原春男, 中岡勉, “インテグレートハイブリッド海洋温度差発電サイクルの性能解析—OTEC プラントと海水淡追加プラントの組み合わせ—”, 日本海水学会誌, Vol. 44, No. 3 (1990), pp. 167-177.
- 池上康之, 安永健, 奥野智也, “ハイブリッドサイクル OTEC のパラメータ解析”, OTEC, Vol. 24, (2019), pp. 41-46.
- Kafi, F., Renaudin, V., Alonso, D., Hornut, J. M., “New MED plate desalination process: Thermal performances”, Desalination, Vol. 166, (2004), pp. 53-62.
- Longo, G. A., Righetti, G., Zilio, C., “A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 82, (2015), pp. 530-536.
- 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, 上原春男, “プレート式蒸発器のアンモニア平均蒸発熱伝達と温水側圧力損失”, 日本冷凍空調学会, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415.
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L. and McLinden, M. O., NIST REFPROP Version 10.0, NIST Standard Reference Database23, 2018.
- Tran, J. M., Linnemann, M., Piper, M. and Kenig, E. Y., “On the coupled condensation-evaporation in pillow-plate condensers: Investigation of cooling medium evaporation”, Applied Thermal Engineering, Vol. 124, (2017), pp. 1471-1480.
- Kandlikar, S. G., “A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes”, J. Heat Transf., Vol. 112, (1990), pp. 219-228.