海洋温度差発電の基礎発電特性
(熱力学的モデルの構築と熱源流量の影響)安永 健^{*1}, 池上 康之^{*1}Fundamental characteristics in power generation by heat engines on ocean thermal energy conversion
(Construction of finite-time thermodynamic model and effect of heat source flow rate)Takeshi YASUNAGA^{*1} and Yasuyuki IKEGAMI^{*1}^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University

1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

Received: 11 October 2019; Revised: 3 February 2020; Accepted: 11 May 2020

Abstract

Ocean thermal energy conversion (OTEC) is a system to convert the thermal energy stored as the vertical temperature gradient in the ocean into the electricity. The authors have proposed a theoretical thermodynamic model using a reversible heat engine to calculate the available thermal energy, exergy, normalized thermal efficiency and exergy efficiency in OTEC based on finite-time thermodynamics. In an OTEC system, the available power will be a balance of the performance of component, such as heat exchangers, turbine/generator, pumps and a working fluid. Thus, the performance of each component has a significant effect on net power production as the efficiency of heat engines driven by low temperature difference is theoretically low. This research develops the conventional OTEC theoretical model, and to calculate the theoretical net power of OTEC considering irreversibility in the heat engine, heat exchange process and fluid flow of heat sources using a coefficient of irreversibility in the heat engine and the effectiveness of heat transfer to apply optimum operation or design optima. The theoretical performance calculated by the model compared with the 30 kW OTEC experimental results in two cases of configurations with different types of plate heat exchangers and units. Consequently, the performance of the thermodynamic model and the experimental results show good agreement using the experimental heat exchanger performance and the irreversibility of heat engine in the thermodynamic model, therefore, the results verified the effectiveness of the novel model.

Keywords : OTEC, Finite-time thermodynamics, Irreversibility, Plate heat exchanger, Optimum operation

1. 緒 言

海洋温度差発電 (Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) は、海洋エネルギーの中でも資源量が豊富であり、天候などの急激な変動に影響を受けにくく、安定して発電が可能である(上原, 1982). OTEC は、30 °C 程度の表層海水と 5~10 °C 程度の海洋深層水を熱源とし、その熱源間の温度差として蓄えられた顕熱の熱エネルギーを仕事に変換する発電システムである. OTEC では、熱源である海水は、熱機関との熱交換の際に温度変化することから、原理的に熱機関の有効温度差は熱源の温度差よりも小さい. この熱機関の有効温度差を増加させるため、上原他 (1998) によってアンモニア/水などの非共沸混合媒体を用いた発電システムの提案や実験装置を用いた検証(池上他, 2006, 安永他, 2008)や多段の発電システム(Bernardoni et al., 2019, Bombarda et al., 2013, Ikegami et al., 2018)などの研究が行われており、蒸発・凝縮温度を多段化することで、理論的な発電出力の増加が示されている.

OTEC の熱機関から得られる出力は、熱機関の熱効率と熱源から熱機関に伝達された熱エネルギーの積である. 熱効率は熱機関が利用可能な有効温度差にほぼ比例し、熱エネルギーは熱源である海水が熱交換した際の温度変化量に比例するが、単位質量あたりの熱源から伝達される熱エネルギーを増加させると熱機関の有効温度差が低

下する。Finite-time thermodynamics では、熱効率と熱エネルギーの2つの要素の関係によって、理論的に熱機関の出力が最大となる熱効率や出力の最大値が示されている(Wu, 1987, Ikegami and Bejan, 1998)。そのため、海洋熱エネルギーから得られる利用可能な熱エネルギーおよびエクセルギーを明らかにし、熱効率の標準化やエクセルギー効率などの新たなシステムの評価方法が提案されている(安永他, 2018, Yasunaga and Ikegami, 2020)。OTEC の熱機関にカルノー熱機関を用いた場合、熱機関の熱エネルギーの授受は等温変化であるため、エクセルギー効率 50% が最大となることから、非共沸混合媒体や多段化による熱機関の有効温度を増加させることで大幅に出力を増大できる可能性を示している(Ikegami et al., 2018)。また、太陽熱を利用して、熱機関の出力を増加させる取り組みも研究されている(Sun et al., 2013a, 2013b)。

OTEC では、従来の火力・原子力発電に比して有効温度差が低いため、発電出力に対して取水する海水量が多くなり、タービン出力に対して海水取水ポンプ動力が無視できない。この海水取水ポンプ動力の必要揚程の支配的要因は、熱交換器内の流動に伴う圧力損失である。そのため、熱交換器の基本的な性能として、各熱交換器の熱移動、流動に伴う熱機関の不可逆損失を最小化した運転条件を算出して評価する方法が提案され、プレート式熱交換器についての性能評価および性能比較に用いられている(Yasunaga et al., 2018, Fontaine et al., 2019)。これまで理想的な熱機関を用いた場合の正味出力について、発電システム内の流動損失を考慮し、理論的に正味出力を検討した最大正味出力、熱効率などは Ikegami and Bejan (1998) によって検討されているが、熱機関内の各構成要素における損失を考慮した熱機関の正味出力については理論的検討が十分に行われていない。30 kWOTEC 実験装置を用いた正味出力の実験的研究結果とカルノーサイクルの最大正味出力を比較した場合、定性的な傾向は一致するが、定量的には大きな乖離が確認されている(安永他, 2008)。従来の火力発電では、ボイラーの燃焼温度は熱機関の動作温度に比べて十分高く、材料の耐熱温度が熱機関の動作温度の主な制約条件となるが、OTEC の場合、熱機関に投入される熱量は、主に熱交換器の性能と作動流体流量のバランスから決定される。そのため、熱源が保有する熱エネルギーの特性を理解し、構成機器の性能に起因する損失と熱機関の出力の関係を明らかにすることは、設計および運転制御において極めて重要である。

本研究は、カルノーサイクルを基に、熱交換器の性能およびタービン/発電機、循環ポンプ、作動流体などの性能が主要因となる熱機関内の不可逆損失を考慮した OTEC 発電システムの熱力学的な基礎モデルを構築し、同基礎モデルと実験結果を比較することで、OTEC 実験装置の熱機関の不可逆損失係数を算出し、熱源流量と発電システムの関係を明らかにした内容を報告する。

2. 熱力学的基礎モデル

図1に不可逆損失を伴う OTEC の熱機関として、ランキンサイクルの概略 $T-s$ 線図を示す。本研究では、タービン入口（蒸発器出口）は飽和蒸気、凝縮器出口は飽和液と仮定する。温海水から熱機関へ伝達される熱量 Q_w

Fig. 1 Conceptual $T-s$ diagram of an OTEC heat engine with irreversibility (Rankine cycle). T_{SSW} and T_{DSW} are a surface seawater and a deep seawater temperatures, respectively. The heat engine operates between T_E and T_C including subcooled area, non-ideal turbine and pump performances.

[kW], 熱機関から冷海水へ伝達される熱量 Q_C [kW], 熱機関の仕事 W [kW] は熱力学第一法則より, それぞれ以下となる.

$$Q_{SSW} = (mc_p)_{SSW} (T_{SSW} - T_{SSW,O}) = (UA\Delta T_m)_E \quad (1)$$

$$Q_{DSW} = (mc_p)_{DSW} (T_{DSW,O} - T_{DSW}) = (UA\Delta T_m)_C \quad (2)$$

$$W = Q_{SSW} - Q_{DSW} \quad (3)$$

ここで, m は質量流量[kg/s], c_p は定圧比熱[kJ/(kg·K)], T は温度[K], U は熱通過係数[kW/(m²·K)], A は伝熱面積[m²], ΔT_m は対数平均温度差[K]を示し, 添え字の SSW , DSW , E , C , O はそれぞれ表層海水, 海洋深層水, 蒸発器, 凝縮器, および出口の状態をそれぞれ示す.

熱機関内部の不可逆損失係数を ϕ とすると, 熱力学の第二法則より,

$$\frac{Q_{SSW}}{T_E} - \phi \frac{Q_{DSW}}{T_C} = 0 \quad (4)$$

熱機関の熱効率 η_{th} は,

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_{SSW}} \quad (5)$$

ここで, ϕ は熱機関内のタービン/発電機, 作動流体循環ポンプ, その他配管や弁などでの圧力損失, 作動流体の熱物性に起因する不可逆損失を総括した係数である. 式 (1) ~ (5) より, 仕事 W は $T_{SSW,O}$ または $T_{DSW,O}$ の関数となるため, $\partial W / \partial T_{SSW,O} = 0$ または $\partial W / \partial T_{DSW,O} = 0$ から得られる最大仕事 $W_{m,NTU,\phi}$ は (Ibrahim et al., 1991),

$$W_{m,NTU,\phi} = \frac{\phi C_{SSW} C_{DSW} \varepsilon_C \varepsilon_E \Delta T_{HS,\phi}}{\phi C_{DSW} \varepsilon_C + C_{SSW} \varepsilon_E} \quad (6)$$

$$\Delta T_{HS,\phi} = (\sqrt{T_{SSW}} - \sqrt{T_{DSW}/\phi})^2 \quad (7)$$

$$\varepsilon_E = 1 - e^{-NTU_E}, \quad \varepsilon_C = 1 - e^{-NTU_C} \quad (8)$$

$$NTU = \frac{UA}{mc_p} = \frac{UA}{C} \quad (9)$$

ここで, 式 (7) より, $T_{DSW}/T_{SSW} < \phi < 1$ であり, C は熱容量流量 (質量流量と定圧比熱の積) [kW/K] を示す. NTU は熱交換器の熱移動単位数であり, 式 (9) から, 熱源の熱容量流量 C あたりの伝熱性能 UA を示すため, 熱源流量が一定の場合, 同一の熱交換器を用いての NTU の増加は, 伝熱面積を増加させることを示す.

正味出力 W_{net} は, 表層水取水ポンプ動力 P_{SSW} と海洋深層水取水ポンプ動力 P_{DSW} を用いて次式で示される.

$$W_{net} = W - P_{SSW} - P_{DSW} \quad (10)$$

P_{SSW} および P_{DSW} は, 圧力損失 ΔP を用いて,

$$P_{SSW} = m_{SSW} \Delta P_{SSW} / (\rho_{SSW} \eta_{P,SSW}) \quad (11)$$

$$P_{DSW} = m_{DSW} \Delta P_{DSW} / (\rho_{DSW} \eta_{P,DSW}) \quad (12)$$

ここで, η_p はポンプ効率, ρ は密度[kg/m³]を示す.

最大仕事における正味出力 $W_{m,NTU,\phi,net}$ は,

$$\begin{aligned}
 W_{m,NTU,\phi,net} &= W_{m,NTU,\phi} - P_{SSW} - P_{DSW} \\
 &= \frac{\phi C_{SSW} C_{DSW} \varepsilon_C \varepsilon_E \Delta T_{HS,\phi}}{\phi C_{DSW} \varepsilon_C + C_{SSW} \varepsilon_E} - R_{SSW} C_{SSW}^{k+1} - R_{DSW} C_{DSW}^{n+1}
 \end{aligned} \quad (13)$$

ここで、 R はポンプ動力に対する比例係数を示し、 ΔP および R は海水の流動に伴う抵抗係数 γ を用いて、与式で示される(Ikegami and Bejan, 1998),

$$\Delta P_{SSW} = \gamma m^k, \Delta P_{DSW} = \gamma m^n \quad (14)$$

$$R_{SSW} = (\gamma / \rho \eta_p c_p^{k+1})_{SSW}, R_{DSW} = (\gamma / \rho \eta_p c_p^{n+1})_{DSW} \quad (15)$$

OTEC においては海水流量の増加は、式 (1), (2) より交換熱量の増加につながるため、式 (13) における右辺第一項の熱機関の最大出力は、熱源流量の総流量に総じて比例するが、右辺第二、第三項の熱源取水ポンプ動力は、定数の k や n が 1.5~1.8 程度となるため、熱源流量の 2.5~2.8 乗に比例して増加する(Ikegami and Bejan, 1998, 安永他, 2008). そのため OTEC の場合、タービン出力に対し、熱交換器の圧力損失が大きい場合は、海水取水ポンプ動力がタービン出力を上回る可能性もある(安永他, 2008). 特に、適切な海水流量よりも過度に海水流量が大きい場合、熱機関におけるタービン出力よりも海水取水ポンプ動力が大きくなることから、システム内の適切な流量条件を把握することは非常に重要である. 各システム構成機器の性能から、発電システムの出力や、正味出力を最大にする熱源の最適流量を算出することは、従来の単位伝熱面積当たりの正味発電出力(A_{total}/W_{net})を目的関数とした最適化(上原, 中岡, 1984)の原理を応用して理論的には算出可能である. しかし、作動流体の熱物性の計算や熱・物質バランスおよび伝熱などの計算が必要であるため、制御器内での計算としては非常に煩雑である. 一方、式 (13) において、熱機関内の不可逆損失係数 ϕ が既知であれば、正味出力を最大とする熱源流量の最適運転条件を算出することは容易となる.

3. 実験装置および実験方法

3・1 実験装置

図 2 に 30 kW OTEC の実験装置フロー線図を示す(安永他, 2008). 図 2 に示した位置での各数字はそれぞれ作動流体の状態点を示している. 発電サイクルは、蒸発器、気液分離器、第一タービン、第二タービン、再生器、減圧弁、吸収器、凝縮器、作動流体ポンプ、加熱器および連結パイプから構成される. 表 1 に各熱交換器の仕様を示す. プレート材質は耐海水性のためチタンを用いた. 蒸発器 1 は、シェル&プレート式、蒸発器 2 および凝縮器はフレーム&プレート式を用い、4 基が並列に接続され、基数を変えることが可能な構造となっている. 蒸発器を出た湿り蒸気の作動流体は、蒸発器シェル内 (蒸発器 1 の場合) および蒸発器後の気液分離器で気体と液体

Fig. 2 Schematic flow diagram of 30 kW OTEC test plant.

Table 1 Specification of plate heat exchangers.

Parameter	Evaporator1	Evaporator2	Condenser
Structure	Shell	Frame	Frame
Number of plate	320	100/unit	100/unit
Plate height / width (mm)	2 480 / 690	1 813 / 709	1 813 / 709
Heat transfer area (m ²)	561.2	136/unit	91/unit
Plate thickness (mm)	0.6	0.6	0.6
Number of unit	1	4	4

に分離され、分離された液体は減圧弁の代わりに吸収器内部に設置されたノズルによって減圧されて上方に噴射される。タービンは幅流反動タービンで、定格出力 30 kW、定格回転数 11 800 rpm である。減速機によって 1 800 rpm まで減速し、発電機の代わりに渦電流式電気動力計を用いて発電機と同等の負荷を与えている。また、アクチュエータによって第一タービン入口に設置している静翼の角度を調整することで、回転数の制御を行っている。作動流体ポンプは、シールからの作動流体の漏れを防ぐため、キャンドモータ式ポンプおよび定量ポンプを使用した。配管類はステンレス (SUS304) を使用した。

本実験では、温熱源にボイラで加熱して温度調整した温水および冷凍機で冷却して温度調整した冷水を用いた。ただし、本報における熱源の呼称は表層海水と海洋深層水と便宜的に称す。温度測定にはシース測温抵抗体を用い、その測定精度は 0.1 °C である。温水および冷水の流量は電磁流量計を用いて測定し、その測定精度は 0.5% である。温水および冷水の熱交換器入口温度および流量は、それぞれ設定温度 ± 0.2 °C、設定流量 ± 0.5 kg/s および設定温度 ± 0.3 °C、設定流量 ± 1.5 kg/s で制御される。圧力電送器および差圧電送器の精度は 0.075% である。温度および圧力は各構成機器の出入口にて測定を行っている。作動流体の液の流量は、質量流量計を用いて計測し、測定精度は 0.1% である。作動流体の液密度も質量流量計を用いて計測を行い、その測定精度は 1.0 kg/m³ である。作動流体の蒸気の流量は、気液分離器の蒸気側出口、第一タービン出口、第二タービン出口、凝縮器入口の各点で計測を行い、測定精度は 1% である。サンプリング周期は 1 Hz で、1 時間の定常運転における後半 30 分の平均値を用いて解析を行った。タービン出力は、タービン入口の蒸気流量制御弁を用いて、タービンの回転数 1 800 rpm で一定となるように制御し、動力計を用いて発電機の負荷を模擬したトルクをかけ、各条件でタービン制御ゲバナ開度が 30% 以下で安定した状態で回転数が制御可能である最大の負荷で運転した。タービンは 11 800 rpm から減速機によって 1 800 rpm への減速される際に、約 18 kW の損出が生じる(安永他, 2008)。この損失は、発電規模の増加によって相対的に小さくなることから、本研究における発電出力 W_T は、タービン出入口の温度、圧力の測定値から得られた熱落差を示す。アンモニア/水の熱物性は、プログラムパッケージ M-PROPATH (Ibrahim and Klein) を用いた(PROPATH GROUP)。本報では、アンモニア/水の組成はアンモニアの質量分率を示す。

3・2 実験条件および評価方法

各実験条件において、冷水温度 8 °C、冷水流量は 111 m³/s、作動流体の流量および組成は蒸発器入口で 2.0 kg/s および 96 wt% で一定とし、温水流量を 83, 111, 136 m³/s と変化させた。実験条件 1 (Case-1) では蒸発器にシェル&プレート式、凝縮器にフレーム&プレート式 (3 基)、蒸発器入口温度は 31 °C とした。実験条件 2 (Case-2) では蒸発器、凝縮器にフレーム&プレート式 (各 4 基)、蒸発器入口温度は 29 °C とした。

実験結果の熱機関の出力 ($W_T - P_{WF}$)、正味出力 W_{net} は以下の式を用いた、

$$W_T - P_{WF} = [m_6(h_6 - h_{11}) + m_{11V}(h_{11V} - h_{10})] - [m_2(h_{13} - h_2) + m_{15}(h_3 - h_{15})] \quad (16)$$

$$W_{net} = W_T - P_{WF} - P_{SSW} - P_{DSW} \quad (17)$$

ここで、 h は比エンタルピー[kJ/kg]、 W_T はタービン出力[kW]、 P_{WF} は作動流体ポンプ動力[kW]を示し、添え字の数値は図 2 中の各状態点、 WF は作動流体を示す。海水のポンプ動力 P_{WWS} 、 P_{DSW} は、式 (11)、(12) を用いた。ここで、海水のポンプ動力に必要な圧力損失である ΔP は、海水を取水する配管の長さ、口径、利用する弁の種類、

設置高さなどの設置場所やコストに起因する要因と、利用する熱交換器の内部流動抵抗から生ずる圧力損失の総合的検討が必要である。本報では、OTEC の基礎性能を解明し、その熱力学的性質を明らかにするため、設置場所やコストに起因する取水管や弁などの要因を無視し、熱交換器の出入口圧力差から算出する。ポンプの機械効率 $\eta_{p,SSW}$, $\eta_{p,DSW}$ は 85% と仮定した。

OTEC では、従来の熱効率では熱機関の仕事が最大となる条件と熱効率の最大となる条件が異なることから、従来の熱効率の向上が発電システムの高出力化に直結していないことが示されている。また、従来の熱効率に代わって、OTEC の標準熱効率 $\eta_{th,nor,net}$ 、エクセルギー効率 $\eta_{ex,net}$ が以下で定義されている(安永他, 2018),

$$\eta_{th,nor,net} = W_{net} / Q_{HS} \quad (18)$$

$$\eta_{ex,net} = W_{net} / Ex_{OTEC} \quad (19)$$

ここで、熱源のエネルギー Q_{HS} および OTEC のエクセルギー Ex_{OTEC} はそれぞれ次式で示される,

$$Q_{HS} = 2r(1-r)C_{HS}(T_{SSW} - T_{DSW}) \quad (20)$$

$$Ex_{OTEC} = C_{HS}T_{SSW} \left[r + (1-r) \frac{T_{DSW}}{T_{SSW}} - \left(\frac{T_{DSW}}{T_{SSW}} \right)^{1-r} \right] \quad (21)$$

ここで、 C_{HS} は熱源の総熱容量 ($C_{SSW} + C_{DSW}$) および r は総熱容量に対する温熱源側の熱容量の比を示す。

4. 結果および考察

図 3 に温水の熱容量流量 C_{SSW} と熱機関の出力 ($W_T - P_{WF}$) の関係を (a) Case-1 および (b) Case-2 についてそれぞれ示す。図中の実線は実験値が理論的に得られる最大仕事 W_m の状態であると仮定し、式 (6) から算出した理論値であり、熱機関の不可逆損失係数 ϕ は、Case-1 と Case-2 の実験値から、実験値と式 (6) の標準偏差が最も小さくなる値を有効桁数 4 桁で算出した。ここで、理論値に用いた NTU は実験結果の計測によって得られた各 3 点での算術平均値を用いた (表 2)。また、各 Case で、実験値と式 (6) の標準偏差が最小となる ϕ を算出した。 ϕ を百分率で表すため、 $\phi = 1 - (1 - \phi) / (1 - T_L / T_H)$ とすると、算出の結果、Case-1 および Case-2 において、それぞれ $\phi = 0.9747$ ($\phi = 66.5\%$)、 $\phi = 0.9781$ ($\phi = 68.5\%$) となった。以降の理論値による計算結果は同数値をそれぞれ用いる。図 3 から、温水の流量の増加と共に ($W_T - P_{WF}$) は理論値および実験値共に単調に増加しており、理論値と実験値は定性的に一致している。なお、熱力学的モデルでは、カルノーサイクルを基にしているが、実験では非共沸混合媒体であるアンモニア/水を用いている。よって、 ϕ は純媒体を用いた場合は別途計測する必要がある。

図 4 に C_{SSW} と正味出力 W_{net} の関係を (a) Case-1 および (b) Case-2 の場合についてそれぞれ示す。ここで、図 4 から、理論値は C_{SSW} の増加とともに放物曲線となり、Case-1 では $C_{SSW} = 350 \text{ kW/K}$ 付近、Case-2 では $C_{SSW} = 470 \text{ kW/K}$ 付近で W_{net} が最大となっている。図 4(a) から、実験結果は Case-1 では $C_{SSW} = 350 \text{ kW/K}$ 付近から単調に低下しており、計算結果と定性的に一致している。一方、図 4(b) から、実験結果は各熱源容量において理論値の最大値 W_{net} 付近ではほぼ一定の値となっている。図 3 および図 4 から、本熱力学的モデルで式 (6) および式 (10) として示される熱機関の発電出力は、実験値と定量的に一致した。今後、各構成機器の性能から、この ϕ を予測することが出来れば、最適な運転および設計条件の算出に適用可能であり、この最適運転条件は作動流体の熱物性を用いずに容易に算出可能であるため、制御パラメータとしての活用も適用可能である。

Table 2 Plate heat exchanger performances (Mean values in the experimental condition).

Parameter	Evaporator1	Evaporator2 (4 units)	Condenser (3 units)	Condenser (4 units)
NTU	0.9071	0.8271	0.7064	0.5862
R	2.817×10^{-7}	4.4379×10^{-7}	2.4888×10^{-7}	1.867×10^{-7}
Case	Case-1	Case-2	Case-1	Case-2

Fig. 3 Comparison of the power output between experiment and simulation results of the thermodynamic model. (a) Case-1: the evaporator uses a shell and plate type and the condenser uses three units of frame and plate type, respectively, and (b) Case-2: both of the evaporator and the condenser use four units of frame and plate type. The solid lines show the simulation results by Eq.(6) and the open circles show the experimental results. In the model, the total irreversibility coefficient ϕ is determined minimizing the standard deviation with the experimental results. The simulation results of thermodynamic model has good agreement with the experimental results qualitatively.

Fig. 4 Comparison of the net power output between experiment and simulation of the thermodynamic model. (a) Case-1: the evaporator uses a shell and plate type and the condenser uses three units of frame and plate type, respectively, and (b) Case-2: both of the evaporator and the condenser use four units of frame and plate type. The solid lines show the simulation results by Eq.(10) and the open circles show the experimental results. The performance of heat exchanger is shown in Table 2. The simulation results of thermodynamic model has good agreement with the experimental results qualitatively.

図5に C_{SSW} と標準熱効率 $\eta_{th,nor,net}$ および従来の熱効率 η_{th} の関係を(a)Case-1 および(b)Case-2 の場合についてそれぞれ示す。ここで、 η_{th} は式 (5) を用い、式 (5) 中の W は式 (16) から算出した。熱力学的モデルの η_{th} は C_{SSW} によらず一定であり、次式となる(Ibrahim et al., 1991).

$$\eta_{th} = 1 - \sqrt{T_{DSW}/(T_{SSW}\phi)} \quad (22)$$

ここで、式 (22) は、カルノーサイクルの場合、 $\phi=1$ であり、 $\eta_{th} = 1 - \sqrt{T_{DSW}/T_{SSW}}$ は、Curzon-Ahlborn の式として知られている(Novikov, 1958, Curzon and Ahlborn, 1975, Chen et al., 2001).

図5から、理論値と実験値の $\eta_{th,nor}$ は非常に良く一致している。一方、 η_{th} は実験値も C_{SSW} によらずほぼ一定であるが、理論値の約60%程度となっている。この熱効率は、式 (6) を用いて算出する熱機関の最大出力を算出する際の仮定に起因する。この要因を示すため、図6にCase-2、 $T_{SSW}=29^\circ\text{C}$, $T_{DSW}=8^\circ\text{C}$, $C_{SSW}=349 \text{ kW/K}$, $C_{DSW}=446 \text{ kW/K}$ の場合の熱機関の出力と各種損失の割合を示す。図中の Available power は $(W_T - W_P)$ の実測値、熱交換器による損失は、

Fig. 5 Comparison of the normalized thermal efficiency and conventional thermal efficiency in experiment and simulation using the thermodynamic model. (a) Case-1: the evaporator uses a shell and plate type and the condenser uses three units of frame and plate type, respectively, and (b) Case-2: both of the evaporator and the condenser use four units of frame and plate type. The solid lines show the thermal efficiency at maximum work defined by Eq.(22), broken lines and closed circles show the normalized thermal efficiency calculated by the thermodynamic model and experimental results, respectively. The open circles show the experimental results of the conventional thermal efficiency expressed by Eq.(5). The closed triangles show the modified thermal efficiency considering the discrepancy of irreversibility coefficient.

Fig. 6 A typical balance of available power ($W_T - W_P$), and exergy destructions calculated from $\phi = \varepsilon_E = \varepsilon_C = 1$ in Eq.(6) in the OTEC system when $T_{SSW}=29^\circ\text{C}$, $T_{DSW}=8^\circ\text{C}$, $C_{SSW}=349\text{ kW/K}$, and $C_{DSW}=446\text{ kW/K}$ in Case-2.

式 (6) において $\phi = \varepsilon_E = \varepsilon_C = 1$ の場合と $\phi = 1$ として実験によって得られた NTU を用いた場合との出力の差異, タービンおよびポンプにおける損失は, 断熱変化との差異を示す。

図 6 から, 熱交換器での伝熱性能に起因するエネルギー損失が 43.6% とタービンによる損失よりも 28.2% 高く, 実際に得られている熱機関の出力は, 27.3% に過ぎない。ここで, タービン効率は 67%, ポンプ効率は 33% であった。また, その他として 11% の損失があるが, これは本実験条件が理論的な最大仕事の状態であるとの仮定に起因し, 実際の最大仕事の場合に出力へと変換できる可能性があるエネルギーを示す。即ち, 本試験結果が最大仕事の作動流体流量と仮定し, 理論式 (6) と比較して ϕ を推算したが, 本試験結果は作動流体流量が運転条件における出力を最大にする流量ではなく, 熱機関の熱・質量バランスに起因して生じた損失が生じているものと推測される。各実験値において, 熱・質量バランスに起因して生じた出力を ($W_T - W_P$) に加算して熱効率を算出した値を図 5 の黒塗り三角で示す。図 5 から, 実験値は理論値の約 90% と非常に近い値となっていることがわかる。本報では, 様々な要因における不可逆損失を最大仕事である式 (6) に示される ϕ として表現したが, 実際の運転では, 特に作動流体流量に起因する熱・質量バランスにおいて, 最大仕事との乖離が生じている可能性がある。作動流体流量は, 構成機器の制約によっては, 制御範囲が十分でな

Fig. 7 Comparison of the exergy efficiency between the experiment and the simulation using the thermodynamic model. (a) Case-1: the evaporator uses a shell and plate type and the condenser uses three units of frame and plate type, respectively, and (b) Case-2: both of the evaporator and the condenser use four units of frame and plate type. The solid lines show the simulation results using the thermodynamic model and the open circles show the experimental results. The capacity rate of surface seawater at the maximum point of exergy efficiency is lower compare with the maximum condition the net power.

く、最適値で運転できるとは限らず、本実験装置においても全体のバランスを考慮すると運転範囲には限りがある。発電システムの評価の際には、運転条件と熱源の温度、流量や構成機器の性能を考慮した最大出力条件において運転できているか明らかにする必要がある。この最適な熱・質量バランスを明らかにするためには、式 (6) と実験値との出力の比較から得られた不可逆損失係数 ϕ と、式 (22) から得られる熱効率と実験値を比較することで、作動流体の運転条件が最大仕事の熱・質量バランスに近い条件で運転できているかを判断できる可能性が示唆される。

図 7 に C_{SSW} とエクセルギー効率 $\eta_{ex,net}$ の関係を図(a)Case-1 および(b)Case-2 の場合についてそれぞれ示す。図 7 から、 $\eta_{ex,net}$ の最大値は Case-1 において $C_{SSW}=230\text{ kW/K}$ 付近、Case-2 において $C_{SSW}=250\text{ kW/K}$ 付近と図 4 に示す W_{net} が最大値となる C_{SSW} よりも小さい。これは、式 (21) に示されるように、エクセルギーは熱源の総流量 C_{HS} に比例し、構成機器に起因する不可逆損失を含まないため、式 (6) の熱機関の出力よりも C_{HS} に比例する出力増加が大きく、 C_{SSW} の増加による熱機関の出力、熱源ポンプ動力、エクセルギーの増加割合のバランスによって、熱機関の出力よりも小さい C_{SSW} の場合に最大値となるためである。

5. 結 言

OTEC の基礎発電特性を明らかにするため、熱機関内部の不可逆損失および熱交換器の性能を考慮した熱力学的モデルを構築し、30 kW 実験装置を用いた実験結果との比較を行った。その結果、30 kW 実験装置における熱機関内部の不可逆損失係数を、本研究で構築した熱力学的モデルを用いて定量的に算出し、熱力学的モデルによる理論値と実験値が定性的に一致することを確認した。また、熱機関の出力、発電システムの正味出力、熱効率およびエクセルギー効率と熱源流量の関係を熱力学的モデルと実験結果から明確にした。さらに、実験結果と熱力学的モデルから算出された出力および熱効率を比較することで、作動流体の運転条件が最大仕事の熱・質量バランスに近い条件で運転できているかを判断できる可能性が示唆された。今後、熱機関内部の不可逆損失係数を各構成機器の性能から予測することができれば、本熱力学的モデルによって、正味出力が最大となる最適な熱源流量での制御システムの構築や正味出力またはエクセルギー効率が最大となる熱源流量での設計などの工学的な利用へ適用できる可能性がある。

謝 辞

本研究は、国立研究開発法人科学技術振興機構（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技術協力プログラム（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

- Bernardoni, C., Binotti, M. and Giostri, A., Techno-economic analysis of closed OTEC cycles for power generation, *Renewable energy*, Vol.132 (2019), pp.1018-1033.
- Bombarda, P., Invernizzi, C. and Gaia, M., Performance analysis of OTEC plants with multilevel organic Rankine cycle and solar hybridization, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol.135 (2013), pp.042302-1-042302-8.
- Chen, J., Yan, Z., Lin, G. and Andersen, B., On the Curzon-Ahlborn efficiency and its connection with the efficiencies of real heat engines, *Energy Conversion & Management*, Vol.42 (2001), pp.173-181.
- Curzon, F. L. and Ahlborn, B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, *American Journal of Physics*, Vol.43 (1975), pp.22-24.
- Fontaine, K., Yasunaga, T. and Ikegami, Y., OTEC maximum net power output using Carnot cycle and application to simplify heat exchanger selection, *Entropy*, Vol.21, No.12 (2019), DOI:10.3390/e21121143.
- Ibrahim, O. M., Klein, S. A. and Mitchell, J. W., Optimum heat power cycles for specified boundary conditions, *Transaction of ASME, Journal of Engineering of Gas Turbine and Power*, Vol.113 (1991), pp.514-521.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat and fluid flow irreversibilities, *Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.120, No.2 (1998), pp.134-144.
- 池上康之, 安永健, 原田英光, ウエハラサイクルを用いた海洋温度差発電のシステムの性能試験, *日本海水学会誌*, Vol.60, No.1 (2006), pp.39-46.
- Ikegami, Y., Yasunaga, T. and Morisaki, T., Ocean thermal energy conversion using double-stage Rankine cycle, *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol.6 (2018), DOI:10.3390/jmse6010021.
- Novikov, I.I., The efficiency of atomic power stations, *Journal of Nuclear Energy II*, Vol.7 (1958), pp.125-128.
- PROPATH GROUP, A program package of thermos-physical properties of fluids, Version 12.1.
- Sun, F., Ikegami, Y., Arima, H. and Zhou, W., Performance analysis of the low-temperature solar-boosted power generation system-part I: Comparison between Kalina solar system and Rankine solar system, Vol.135 (2013a), pp.011015-1-011015-11.
- Sun, F., Ikegami, Y., Arima, H. and Zhou, W., Performance analysis of the low-temperature solar-boosted power generation system-part II: Thermodynamic characteristics of the Kalina solar system, Vol.135 (2013b), pp.011006-1-011006-8.
- 上原春男, 海洋温度差発電読本 (1982), オーム社.
- 上原春男, 中岡勉, プレート式熱交換器を用いた海洋温度差発電システムの研究(作動流体がアンモニアの場合), *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.50, No.456 (1984), pp.1955-1962.
- 上原春男, 池上康之, 西田哲也, 吸収と抽気作用を伴うサイクルを用いた海洋温度差発電システムの性能解析, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.64, No.624 (1998), pp.384-389.
- Wu, C., A performance bound for real OTEC heat engines, *Ocean Engineering*, Vol.14, No.4 (1987), pp.349-354.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Finite-time thermodynamic model for evaluating heat engines in ocean thermal energy conversion, *Entropy*, Vol.22, No.2 (2020), DOI:10.3390/e22020211.
- 安永健, 池上康之, 門出政則, アンモニア/水を作動流体としてシェル&プレート式熱交換器を用いた海洋温度差発電の性能評価(熱源の温度および流量の影響), *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.74, No.783 (2008), pp.445-452.
- 安永健, 森崎敬史, 池上康之, OTEC の有効エネルギーに関する研究, *日本機械学会論文集*, Vol.84, No.859 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00398.
- Yasunaga, T., Noguchi, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Basic heat exchanger performance evaluation method on OTEC, *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol.6 (2018), DOI:10.3390/jmse6020032.

References

- Bernardoni, C., Binotti, M. and Giostri, A., Techno-economic analysis of closed OTEC cycles for power generation, *Renewable energy*, Vol.132 (2019), pp.1018-1033.
- Bombarda, P., Invernizzi, C. and Gaia, M., Performance analysis of OTEC plants with multilevel organic Rankine cycle and solar hybridization, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol.135 (2013), pp.042302-1-042302-8.
- Chen, J., Yan, Z., Lin, G. and Andersen, B., On the Curzon-Ahlborn efficiency and its connection with the efficiencies of real heat engines, *Energy Conversion & Management*, Vol.42 (2001), pp.173-181.
- Curzon, F. L. and Ahlborn, B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, *American Journal of Physics*, Vol.43 (1975), pp.22-24.
- Fontaine, K., Yasunaga, T. and Ikegami, Y., OTEC maximum net power output using Carnot cycle and application to simplify heat exchanger selection, *Entropy*, Vol.21, No.12 (2019), DOI:10.3390/e21121143.
- Ibrahim, O. M., Klein, S. A. and Mitchell, J. W., Optimum heat power cycles for specified boundary conditions, *Transaction of ASME, Journal of Engineering of Gas Turbine and Power*, Vol.113 (1991), pp.514-521.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat and fluid flow irreversibilities, *Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.120, No.2 (1998), pp.134-144.
- Ikegami, Y., Yasunaga, T. and Harada, H., Performance experiments on ocean thermal energy conversion system using Uehara cycle, *Bulletin of the Society of Sea Water Science, Japan*, Vol.60, No.1 (2006), pp.39-46. (in Japanese)
- Ikegami, Y., Yasunaga, T. and Morisaki, T., Ocean thermal energy conversion using double-stage Rankine cycle, *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol.6 (2018), DOI:10.3390/jmse6010021.
- Novikov, I.I., The efficiency of atomic power stations, *Journal of Nuclear Energy II*, Vol.7 (1958), pp.125-128.
- PROPATH GROUP, A program package of thermos-physical properties of fluids, Version 12.1.
- Sun, F., Ikegami, Y., Arima, H. and Zhou, W., Performance analysis of the low-temperature solar-boosted power generation system-part I: Comparison between Kalina solar system and Rankine solar system, Vol.135 (2013a), pp.011015-1-011015-11.
- Sun, F., Ikegami, Y., Arima, H. and Zhou, W., Performance analysis of the low-temperature solar-boosted power generation system-part II: Thermodynamic characteristics of the Kalina solar system, Vol.135 (2013b), pp.011006-1-011006-8.
- Uehara, H., OTEC reader (1982), Ohmsha (in Japanese).
- Uehara, H. and Nakaoka, T., Study on ocean thermal energy conversion using plate type heat exchangers (In the case of the ammonia as working fluid), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.50, No.456 (1984), pp.1955-1962 (in Japanese).
- Uehara, H., Ikegami, Y. and Nishida, T., Performance analysis of OTEC system using a cycle with absorption and extraction processes, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.64, No.624 (1998), pp.384-389 (in Japanese).
- Wu, C., A performance bound for real OTEC heat engines, *Ocean Engineering*, Vol.14, No.4 (1987), pp.349-354.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Finite-time thermodynamic model for evaluating heat engines in ocean thermal energy conversion, *Entropy*, Vol.22, No.2 (2020), DOI:10.3390/e22020211.
- Yasunaga, T., Ikegami, Y. and Monde, M., Performance test of OTEC with ammonia/water as working fluid using shell and plate type heat exchangers (Effect of heat source temperature and flow rate), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.74, No.783 (2008), pp.445-452 (in Japanese).
- Yasunaga, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Study of available thermal energy on OTEC, *Transaction of the JSME (in Japanese)*, Vol.84, No.859 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00398.
- Yasunaga, T., Noguchi, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Basic heat exchanger performance evaluation method on OTEC, *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol.6 (2018), DOI:10.3390/jmse6020032.