

直交流型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

安永 健^{*1}, 中村 泰誠^{*2}, 奥野 智也^{*2}, 池上 康之^{*1}

Performance Evaluation of the Ocean Thermal Energy Conversion System Using Cross-Flow Plate Type Heat Exchangers

Takeshi YASUNAGA^{*1}, Taisei NAKAMURA^{*1} and Tomoya OKUNO^{*1}, Yasuyuki IKEGAMI^{*1}

^{*1}Institute of Ocean Energy, Saga University, 1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502

^{*2}Graduate school of Science and Engineering, Saga University, 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

Abstract

Ocean thermal energy conversion (OTEC) uses the seawater temperature difference between the surface and the deep to generate electricity. In the process, the optimum running condition of the heat source and heat engine gives the maximum net power. Conventional thermal efficiency and exergy hardly express the effectiveness of the system, although the system is fairly simple compare to the other complex chemical processes. This paper evaluates the comprehensive power generation performance by applying the finite-time thermodynamics (FTT) models, which is able to analyze the performance of OTEC systems. The system applied the Rankine cycle with the ammonia as the working fluid using cross-flow plates as the evaporator and the condenser. The FTT model based on the experimental are constructed. As the results, the analysis and the model reveals the power generation characteristic and the overall internal irreversibility of the heat engine.

Key words : OTEC, Finite-time thermodynamics, Cross flow heat exchanger, Plate type heat exchanger

1. 緒 言

海洋温度差発電 (Ocean thermal energy conversion, OTEC) は、30 °C程度の表層海水と5-10 °C程度の深層海水を利用し、その温度差 (20 °C程度) である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。既往の火力・原子力発電などの外燃機関では、タービン入口温度の設計は、燃料の燃焼温度ではなく、燃焼熱から蒸気を得るボイラ等の耐熱温度が制約となるが、OTECの熱機関から得られる出力は、この熱機関が利用する有効な温度差と熱源から得られる熱量のバランスによって決定されるため、発電出力が最大となる最適な熱バランスを考慮した設計が肝要である (Curzon and Ahlborn, 1975, Ibrahim, et al., 1991, 1992, Ikegami and Bejan, 1998)。これらのFinite-time thermodynamics (FTT) の概念を基に、両海水の平衡温度を基準とした熱力学モデルを提案し、海洋の有効熱エネルギーを用いて熱機関の変換効率を評価する標準熱効率やエクセルギー効率などの性能評価手法 (安永他, 2018, Yasunaga and Ikegami, 2020)、さらには熱交換器の性能評価方法への適用が提案されている (Yasunaga, et al., 2018, Fontaine, et al., 2019)。一方、熱機関の有効な温度差を増加させるため、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 (安永他, 2008)、多段の発電システム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 (Ikegami, et al., 2018)。また、近年では、海水を真空容器に入れて蒸発させた蒸気の凝縮潜熱を用いて発電システムを加熱するハイブリッドサイクルを用いることで、蒸発器内の表層海水による海生生物汚れの対策、耐海水性の熱交換器の材料の低廉化および海水淡水化を同時に実施することが提案されている (池上他, 2020)。

OTECの発電システムの性能評価として、これまで、対向流のシェル&プレート式やフレーム&プレート式熱交換器を用いたOTECの実験装置について、FTTを用いた性能評価が行われており、熱源側の圧力損失に起因する熱源ポンプ動力がタービン出力の約4割以上を占め、そのエクセルギー効率は10%程度であることが示されている (安永, 池上, 2020, Yasunaga and Ikegami, 2020)。

原稿受付 2020年11月20日

^{*1} 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)

^{*1} 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)

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

本研究では, 熱交換器の圧力損失低減を目的として製作された直交流型熱交換器を用いた海洋温度差発電装置の性能評価を行い, FTT モデルを用いて実験装置の不可逆損失を明らかにした結果について報告する.

2. FTT モデル基礎関係式

図 1 に熱機関としてランキンサイクルを用いた OTEC の T - s 線図の概念図を示す. 発電では, 温度 T_W の温海水から熱機関へ熱量 Q_W が伝達され, 熱機関は熱エネルギーを仕事 W に変換し, 熱機関から温度 T_C の冷海水へ熱量 Q_C が伝達される.

$$W = Q_W - Q_C \quad (1)$$

$$Q_W = C_W(T_W - T_{W,O}) = (UA\Delta T_m)_{Eva} \quad (2)$$

$$Q_C = C_C(T_{C,O} - T_C) = (UA\Delta T_m)_{Con} \quad (3)$$

ここで, C は熱容量流量 (質量流量と比熱の積) [kW/K], T は温度 [K], U は熱通過係数 [kW/(m²K)], 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 W , C , Eva , Con , 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. このエネルギー変換過程でのエントロピー生成量 S_{gen} は, 熱機関で利用した熱源の系外への熱の放出 $S_{heat\ leak}$, 伝熱過程 $S_{heat\ transfer}$, 熱機関のエネルギー変換過程 $S_{heat\ engine}$, システム内部の自己消費動力 $S_{backwork}$ の総和となる.

$$S_{gen} = \sum S_{heat\ leak} + \sum S_{heat\ transfer} + \sum S_{heat\ engine} + \sum S_{backwork} > 0 \quad (4)$$

ここで, OTEC において熱エネルギーを仕事に変換する熱機関に対し, 海水の取排水, 熱交換過程を含む全体のプロセスを発電システムと定義すると, $S_{heat\ leak}$ の最小化は熱源の熱エネルギーの発電システム外への排出を最小化する, 即ち, 熱機関における仕事の最大化を示す. よって, 理想的な熱機関を用いて $S_{heat\ leak}$ を最小化した場合は熱源のエクセルギー $E_{x,OTEC}$ となる (Yasunaga and Ikegami, 2020).

$$E_{x,OTEC} = C_W T_W + C_C T_C - [C_W + C_C] T_W \left(\frac{C_W}{C_W + C_C} \right) T_C \left(\frac{C_C}{C_W + C_C} \right) \quad (5)$$

熱交換過程でのエントロピー増加は, 熱を伝達する際の有限温度差によって生成される因子と流動に伴う圧力損失に起因する要素に分類でき, 前者は一般的に伝熱性能として評価される. 一般的に熱交換器の性能は, 熱交換器の単体の性能としてのエントロピー生成量が評価されるが, 本報では発電システムの仕事として評価する. 即ち, 熱機関が利用可能な有効な温度差は熱交換器の伝熱性能によって決定され, 熱源側の流動に伴う圧力損失はシステム内部の自己消費動力を生じ, 作動流体側の圧力損失は熱機関のエネルギー変換過程における損失となることから, 熱交換器の性能は式 (4) 右辺の第 2-第 4 項の各項に影響を及ぼす.

$S_{heat\ engine}$ において, 熱機関内部の総括不可逆損失 ϕ (<1) を次式で定義する (安永, 池上, 2020).

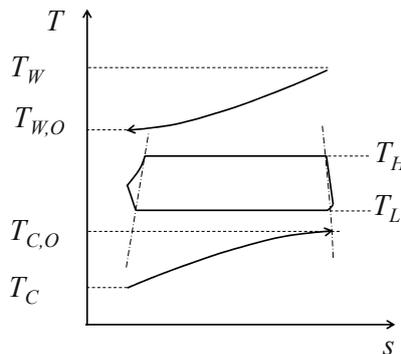


Fig. 1 Conceptual T - s diagram of the Rankine cycle.

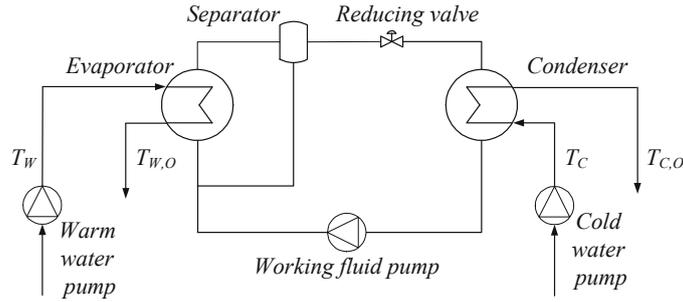


Fig.2 Schematic flow diagram of experimental apparatus.

$$S_{in} - \phi S_{out} = \frac{Q_w}{T_H} - \phi \frac{Q_c}{T_L} = 0 \quad (6)$$

ここで、 ϕ は熱機関の作動流体の熱物性や流動，膨張，圧縮過程における不可逆損失を総括した値を示す。熱機関から得られる最大の仕事は，式 (4) 右辺の第 1－第 3 項を最小化すると，

$$W_{m,NTU} = \frac{\phi C_c C_w \varepsilon_{Con} \varepsilon_{Eva} (\sqrt{T_w} - \sqrt{T_c / \phi})^2}{\phi C_c \varepsilon_{Con} + C_w \varepsilon_{Eva}} \quad (7)$$

ここで、 ε は NTU を用いて与式で定義する。

$$\varepsilon_{Eva} = 1 - e^{-NTU_{Eva}}, \quad \varepsilon_{Con} = 1 - e^{-NTU_{Con}} \quad (8)$$

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

最大仕事における発電システムの正味出力 $W_{m,NTU,\phi,net}$ は，

$$W_{m,NTU,\phi,net} = W_{m,NTU} - P_w - P_c = \frac{\phi C_c C_w \varepsilon_{Con} \varepsilon_{Eva} \Delta T_{HS,\phi}}{\phi C_c \varepsilon_{Con} + C_w \varepsilon_{Eva}} - \left(\frac{m \Delta P}{\rho \eta_p} \right)_w - \left(\frac{m \Delta P}{\rho \eta_p} \right)_c \quad (10)$$

ここで、 P はポンプ動力[kW]， η_p はポンプの機械効率を示す。

3. 実験装置および実験条件

3・1 OTEC 実験装置

図 2 にランキンサイクルを用いた OTEC 実験装置の概略フロー線図を示す。本実験装置は蒸発器，凝縮器，減圧弁，気液分離器，作動流体ポンプおよび熱源ポンプで構成されている。蒸発器で蒸気となった作動流体が気液分離器，減圧弁を介して凝縮器で液体となった後，作動流体ポンプで再び循環される。熱交換器の仕様を表 1 に示す。熱交換器のプレート材質はチタンを使用した。各プレートによって隔てられた流路を高温流体と低温流体が交互に直交流で流れ熱交換する。ただし，温水，冷水は水平方向に流れ，蒸発器および凝縮器は同仕様である。本実験ではタービンを模擬した減圧弁出入口の圧力を測定し，この圧力差でタービンが運転した場合の仕事量を算出し，タービン出力と仮定した。温熱源にはボイラで加熱して温度調整した温水，冷熱源には冷凍機で冷却して温度調整した冷水を用いた。サンプリング周期は 1 Hz で，10 分間の定常運転の後，30 分間の定常運転時の平均値を用いて解析を行った。作動流体にはアンモニア純媒体を使用し，アンモニアの熱物性計算には REFPROP (Ver10.0) を使用した。

Table 1 Specification of plate heat exchanger

Parameter	Value
Structure	Frame
Length [mm]	2,400
Width [mm]	709
Plate clearance [mm]	2.8
Number of plate [-]	48
Heat transfer area [m ²]	87.4

Table 2 Experiment condition

Item	Value
Warm source inlet temperature [°C]	29, 31
Cold source inlet temperature [°C]	9
Warm source flow rate [kg/s]	20, 30, 40, 50
Cold source flow rate [kg/s]	37
Working fluid flow rate [kg/s]	0.38

3・2 実験条件

実験条件を表2に示す。実験では、冷水入口温度を9℃、冷水流量を37kg/s、作動流体流量を0.38kg/sで一定とし、温水入口温度を29, 31℃、温水流量を20, 30, 40, 50kg/sと変化させた。

4. 発電システムの性能評価

4・1 直交流型プレート式熱交換器の性能

熱交換器の熱通過係数 U は対数平均温度差 ΔT_m および伝熱面積 A を用いて、次式から算出した。

$$U = Q / (\Delta T_m A) \quad (11)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{H,I} - T_{L,O}) - (T_{H,O} - T_{L,I})}{\ln[(T_{H,I} - T_{L,O}) / (T_{H,O} - T_{L,I})]} \quad (12)$$

ここで添字の H は高温側の流体, L は低温側の流体を示す。蒸発器では低温側の流体の出入口, 凝縮器では高温側の流体の出入口の温度は実験で計測した圧力から算出したアンモニアの飽和温度を用いた。

実験による測定から U_{Eva} , 熱源側の圧力損失 ΔP_W と温水流量の関係は、それぞれ次の近似式を得た。

$$U_{Eva} = 0.812m^{0.310} \quad (13)$$

$$\Delta P_W = 0.0350m^{1.89} \quad (14)$$

ここで ΔP は熱交換器の熱源側の出入口差圧（出入口配管ヘッダを含む）を用い、送水流路での配管内の圧力損失は無視した。

4・2 熱機関および発電システムの出力

実験結果の熱機関の出力 ($W_T - P_{WF}$), 正味出力 W_{net} はそれぞれ次式から算出した,

$$W_T - P_{WF} = \eta_T m_{WF} (h_{T,I} - h_{T,O}) - \left[\frac{m_{WF} (h_{P,O} - h_{P,I})}{\eta_{WF,P}} \right] \quad (15)$$

$$W_{net} = W_T - P_{WF} - (P_W + P_C) = W_T - P_{WF} - \left(\frac{m \Delta P}{\rho \eta_p} \right)_W - \left(\frac{m \Delta P}{\rho \eta_p} \right)_C \quad (16)$$

ここで h は比エンタルピー [kJ/kg], η は効率を示し、添字の WF, T, P はそれぞれ作動流体, タービン, ポンプを示す。タービン入口の比エンタルピー $h_{T,I}$ は、蒸発器出口の圧力から飽和蒸気と仮定して算出した。タービン出口の比エンタルピー $h_{T,O}$ は、タービン出口の圧力および比エントロピーを用いて算出した。作動流体ポンプの出入口比エンタルピー $h_{P,I}$, $h_{P,O}$ は計測した温度と圧力の値より算出した。 m_{WF} は作動流体ポンプ出口で計測した流量値を用いた。本研究ではタービン効率 η_T を 65% と仮定した。式 (10), (16) 中の ΔP は熱交換器の温・冷水側の出入口の圧力差を用い、配管による圧力損失は無視した。熱源取水ポンプの機械効率 η_p は 85% と仮定した。

発電システムの性能評価のため、正味エクセルギー効率 $\eta_{ex,net}$ を次式で定義した。

$$\eta_{ex,net} = \frac{W_{net}}{E_{x,OTEC}} \tag{17}$$

図3(a)に $(W_T - P_{WF})$ および $(P_W - P_C)$ と m_w の関係、図3(b)に W_{net} と m_w の関係をそれぞれ示す。図3中の丸は実験値を示し、中空丸は温水温度31℃、黒塗り丸は温水温度29℃を示す。三角黒塗りは $(P_W - P_C)$ を示す。実線および破線は式(10)から得られた理論値を示す。ただし、式(10)中における ϕ は、各実験条件における熱通過係数と実験値との誤差が最も小さくなる値を算出し、 ε と熱源の温度差の関数として近似式 $\phi=1.021(\varepsilon W \varepsilon C)^{0.20}(T_W - T_C)^{0.037}$ を用いた。

図3から、 $(W_T - P_{WF})$ 、 $(P_W - P_C)$ および W_{net} は、 m_w の増加と共に単調に増加しており、 $(P_W - P_C)$ の値は $(W_T - P_{WF})$ の1~4%と非常に小さい値となっている。図3(a)から、式(10)によって得られた $W_{m,NTU,\phi,net}$ の増加割合は $(W_T - P_{WF})$ よりも低く、 m_w の増加による $(W_T - P_{WF})$ の増加よりも増加割合が小さい。これは ϕ が m_w の増加と共に低下することに起因する。この m_w の増加の際の ϕ の低下は、実験における作動流体流量を一定としていることから、熱源の流量増加に伴って最適な運転条件よりも低くなったことに起因していると推測される。

図4に $\eta_{ex,net}$ と C_W/C_C の関係を示す。図4中の三角および逆三角は、安永、池上(2020)による30kW OTEC 実験装置の試験結果を参考として示す。ここで、海洋温度差発電では、表層と深層の海水の取水割合に制約はないものの、海洋深層水側の取水量の方が取水管の敷設長さが長い為、海水ポンプ動力に占める深層水側のポンプ動力の割合が高く、この取水管の敷設コストが発電システム全体に対して大きな影響を与える規模であることから、深層水側の流量を基準として無次元化を行った。

図4から、 $\eta_{ex,net}$ は C_W/C_C の増加とともに単調に低下している。図3から、正味出力は単調に増加していることから、式(17)における $\eta_{ex,net}$ の定義から、式(5)に示すエクセルギーの増加割合が正味出力の増加割合よりも大きいことを示している。また、温水温度29℃と31℃を比較すると、図3から、正味出力は31℃の方が29℃に比べて高いが、 $\eta_{ex,net}$ は

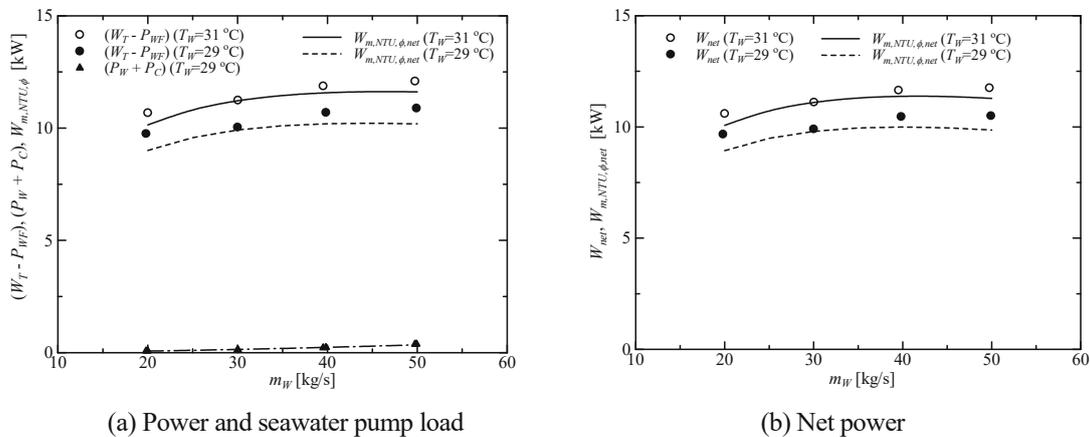


Fig. 3 The power output of heat engine, seawater pump load, and net power of the system as function of warm heat source heat capacity rate.

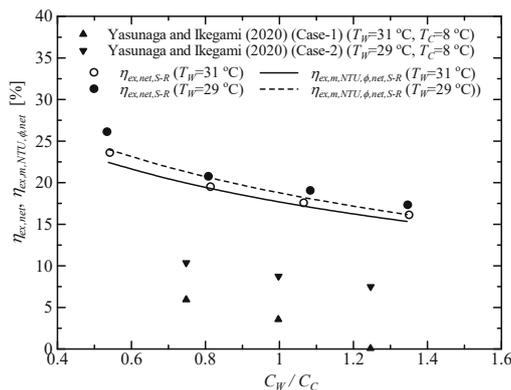


Fig. 4 The exergy efficiency as function of the rate of heat source heat capacity.

29 °Cの方が高くなっている. これは, 蒸発器の熱通過係数が 31 °Cに比べて 29 °Cの方が大きいことに起因している. 本実験では両温度において作動流体流量を一定として実験したことから, 31 °Cの場合に蒸発器の作動流体出口付近でドライアウトしていることが要因と推測される.

図4から, 本実験装置における $\eta_{ex,net}$ は16~26%であった. ここで, 単純カルノーサイクルのエクセルギー効率は50%であることから, 単純カルノーサイクルを基準にすると, 32~52%の出力割合となる. 安永, 池上(2020)による30 kW OTEC実験装置の試験結果では, $\eta_{ex,net}$ は最大10%程度であることから, 本試験装置では, 低圧力損失の熱交換器を採用したことで, 熱源の取水ポンプ動力が熱機関の出力に対して小さくなり, $\eta_{ex,net}$ が2倍以上に高い.

5. 結 言

本研究ではFTTを用いたモデルを用いて, 直交流プレート式熱交換器を用いたランキンサイクルOTECの性能評価を行った. その結果, 実験結果と理想的熱機関であるカルノーサイクルを基に, 熱機関内に総括不可逆損失係数を用いた近似式を得た. また, 本実験における正味エクセルギー効率は最大26%であった.

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

- 安永健, 池上康之, 海洋温度差発電の基礎発電特性(熱力学モデルの構築と熱源流量の影響), 日本機械学会論文集, Vol.86, No.886 (2020), DOI:10.1299/transjsme.19-00383.
- 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), 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の有効熱エネルギーに関する研究, 機械学会論文集, Vol.84, No.859 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00398.
- Curzon, F. L. and Ahlborn, B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, American Journal of Physics, Vol.43, No.22 (1975) pp.22-24.
- Ibrahim, O. M., Klein, S. A. and Mitchell, J. W., Effects of irreversibility and economics on the performance of a heat engine, Transactions ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol.114 (1992) pp.267-271.
- Ibrahim, O. M., Klein, S. A. and Mitchell, J. W., Optimum Heat Power Cycles for Specified Boundary Conditions, Transactions of ASME, Journal Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.113 (1991) pp.514-521.
- 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), p.1143, DOI:10.3390/e21121143.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer a fluid flow irreversibilities, Transactions ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol.120, No.2 (1998) pp.134-144
- Ikegami, T., Yasunaga, T. and Morisaki, T., Ocean thermal energy conversion using double-stage Rankine cycle, Journal of Marine Science and Engineering, Vol.6, No.2 (2018), p.21.
- Johnson, D. H., The exergy of the ocean thermal resource and analysis of second-law efficiencies of idealized ocean thermal energy conversion power cycles, Energy, Vol.8 (1983), pp.927-946.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Finite-time thermodynamic model for evaluating heat engines in ocean thermal energy conversion, Entropy, Vol.22, No.2 (2020), p.211, DOI:10.3390/e22020211.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Theoretical model construction for renewable low-grade thermal energy conversion: an insight from finite-time thermodynamics, Proceedings of IIR International Rankine 2020 Conference -Heating, Cooling and Power Generation, (2020), paper ID. 1185, DOI:10.18462/iir.rankine.2020.1185.
- Yasunaga, T., Noguchi, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Basic Heat Exchange Performance Evaluation Method on OTEC, Journal of Marine Science and Engineering, Vol.6, No.2 (2018), p.32, DOI:10.3390/jmse6020032.