

ハイブリッドサイクル OTEC のパラメータ解析

池上 康之^{*1}, 安永 健^{*1}, 奥野 智也^{*2}

Parameter Analysis on OTEC using Hybrid Cycle

Yasuyuki IKEGAMI^{*1}, Takeshi YASUNAGA^{*1} and Tomoya OKUNO^{*2}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University

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

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Saga University

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

Abstract

The hybrid OTEC (H-OTEC) cycle is a system integrating a desalination and an OTEC which generates power using the temperature difference between the surface and depth in the ocean. The system is, therefore, able to produce the electric power and the distilled water from seawater, simultaneously. The cycle uses low pressure steam as warm heat source generated by the flash evaporation in vacuum condition instead of flowing the surface seawater, which acquires: to prevent the performance degradation of the evaporator caused by the fouling due to marine organisms; to improve the heat transfer and to cost reduction by using the stainless steel instead of the titanium for an evaporator. In this study, the effects of mass flow rate of working fluid in the hybrid cycle were clarified by a parametric analysis. For the evaluation of the system, not only the conventional thermal efficiency but also the normalized thermal and exergy efficiencies, which is proposed based on the equilibrium state of heat sources, are introduced. As the results, it is confirmed that the net power generation increases with working fluid flow rate, while the product flow rate of desalinated water increases with working fluid flow rate. Moreover, the specific power consumption decreased significantly by increment of working fluid flow rate.

Key words : OTEC, Hybrid cycle, Seawater desalination, Maximum Power, Finite-time thermodynamics

1. 緒 言

海洋温度差発電 (OTEC) は、海洋の表層と深層 (600~1,000 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。また、発電時に取水する海洋深層水は、水産業、造水、農業利用および空調などの多くの他の産業に利用する取組が事業化されており、OTEC と海洋深層水の資源利用を組み合わせた事業が検討されている (Takahashi, 2000, Martine et al, 2016)。発電では、温度差の異なる海水を取水して熱機関内のタービンを回す方式の中で、表層海水を減圧して蒸気を生成するオープン式と低沸点の媒体 (作動流体) を蒸発・凝縮させて循環するクローズド式がある (上原, 1980)。クローズド式 OTEC では、作動流体として主にアンモニアが用いられており、発電システムの最適設計やオフデザインを考慮した発電システムの最適化などの研究が実施されている (Uehara and Ikegami, 1983, 實原他, 1994)。一方、非共沸混合媒体であるアンモニア/水を用いることで、熱機関が利用可能な有効な温度差を大きくし、発電システムの熱効率を向上させる研究が行われている (上原他, 1998, 安永他, 2008)。近年では、アンモニアを用いたランキンサイクルを多段にすることで、熱機関が総合的に利用する有効な温度差を向上させる研究が実施されている (Ikegami et al, 2018)。一方、OTEC の熱機関の性能は、従来の熱効率の向上によって単調に出力が向上するだけでなく、温冷海水の温度差から利用可能な熱量を用いた熱効率や、両海水の平衡温度を基準としたエクセルギー効率を用いることで、これらの効率を向上させることが熱機関の仕事を向上させることに

原稿受付 2019 年 8 月 23 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 番地)

^{*2} 佐賀大学工学系研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番地)

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

繋がること示されている(安永他, 2018). 一方, 従来から, 両海水の温度差を利用し, 発電だけでなく海水を蒸発させて淡水化する熱利用を組合せ, 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. ハイブリッド OTEC に関する研究は, 既往の研究において概念的な検討や最適設計等が行われているが, 基本的な熱力学の特性および熱交換器の伝熱性能と発電量・造水量の関係については十分明らかにされていない. そこで, 本報告では, ハイブリッドサイクルを用いた OTEC の基本原理を示し, 発電システムの基礎特性を明らかにするため, 作動流体流量と発電量・造水量に与える影響や発電と造水量のバランスなどをパラメータ解析によって明らかにした内容について報告する.

2. ハイブリッド OTEC のパラメータ解析

2・1 発電原理

ハイブリッド OTEC は, 発電と海水淡水化を同時に行うシステムである. OTEC のハイブリッド方式は, (1) 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て淡水化する方法(図 1(a))と, (2) 海水をフラッシュ蒸発させた蒸気を蒸発器の熱源として作動流体を蒸発させると共に海水を淡水化する方法(図 1(b))がある. これまで, Panchal(1987)や上原他(1988)によってハイブリッド方式の発電システムが提案され, 概念設計や最適化などの研究が行われている. 上原他は, 両ハイブリッドシステム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. 一方, Panchal は図 1(b)の発電システムを利用することにより, OTEC 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, 熱交換器の材質にチタンを使用せずに低廉化する概念を提案している. 本研究では, 図 1(b)のハイブリッド発電システムに着目し, このシステムを H-OTEC と定義する.

図 2(a)に H-OTEC の T - s 線図および図 2(b)に概略フロー線図を示す. 図 2(a),(b)から, H-OTEC の熱機関は, クローズドサイクルと同様に作動流体を蒸発, タービンで膨張, 凝縮器で凝縮するシステムであるが, 表層海水は直接 OTEC の蒸発器に流入しない. 表層海水は, フラッシュ室で減圧され, 一部が蒸発して蒸気となり, OTEC の蒸発器に流入したその水蒸気が凝縮する. 蒸発しなかった表層海水は, フラッシュチャンバーの外に排出される. 作動

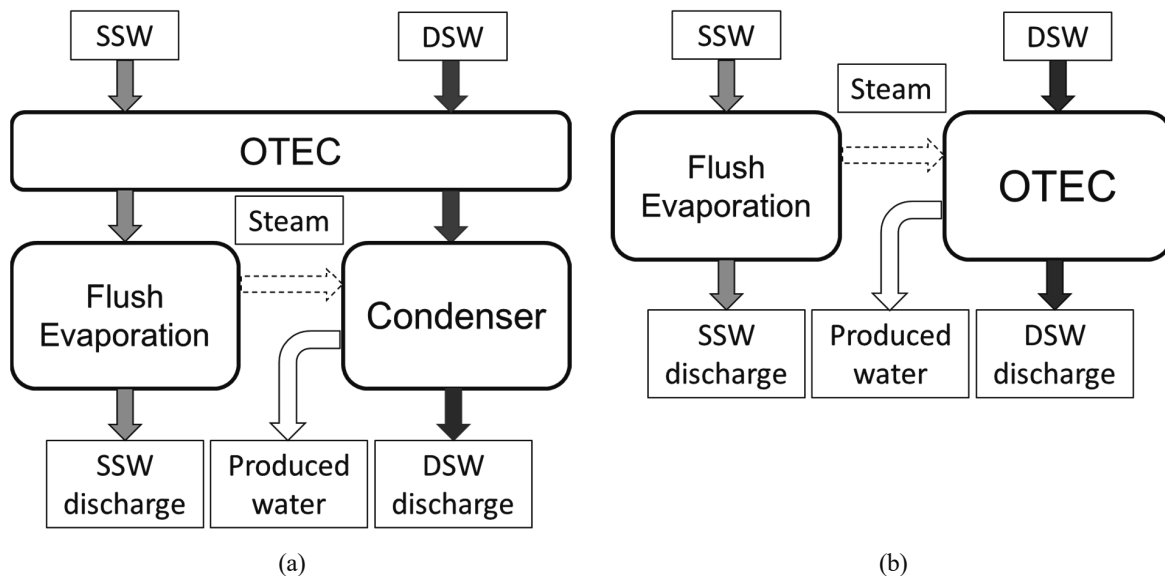
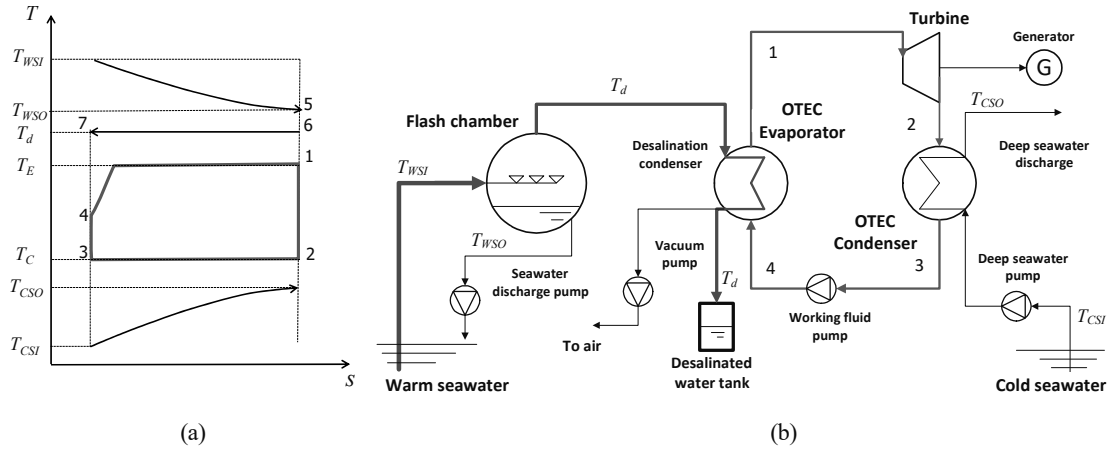


Fig. 1 Type schematic flow of surface seawater (SSW) and deep seawater (DSW) in hybrid OTEC systems
(a) integrated hybrid OTEC and (b) simple hybrid OTEC (H-OTEC).

Fig. 2 (a) Conceptual T - s diagram and (b) Schematic flow diagram of H-OTEC

流体は蒸発器に入り、水蒸気が凝縮する際の潜熱によって加熱されて蒸発する、蒸発した作動流体蒸気はタービンで膨張して発電し、凝縮器で海洋深層水によって冷却され液となる。OTECの蒸発器で凝縮した水蒸気は脱塩されており、発電と共に造水を行う。フラッシュ室は真空ポンプによって減圧され、海水中の溶存空気などの不凝縮ガスは、真空ポンプによって大気に排出される。

2・2 基礎関係式

蒸発器における交換熱量 Q_E および淡水の造水量 m_d は、

$$Q_E = (mc_p)_{WS} (T_{WSI} - T_{WSO}) \quad (1)$$

$$m_d = \frac{Q_E}{L} \quad (2)$$

ここで、 m は海水の質量流量[kg/s]、 c_p は海水の比熱[kJ/kgK]、 T は温度[K]、 L は蒸発潜熱[kJ/kg]で添え字の E は蒸発器、 WS は温海水、 WSI は温海水入口、 WSO は温海水出口を示す。

フラッシュ蒸発室内の蒸気温度 T_f と凝縮する淡水液温度 T_d は、次式より求められる、

$$T_f = T_{WSI} - NETD - BPR \quad (3)$$

$$T_d = T_f - DMS - \Delta T_p \quad (4)$$

ここで、 $NETD$ は非平衡温度差[K]、 BPR は海水の沸点上昇[K]、 DMS は蒸気内の気液同伴を防止するためにフラッシュ室内に設置するデミスタ内の圧力損失[K]、 ΔT_p は蒸発器内の水蒸気側の圧力損失に伴う温度降下[K]を示す。

OTEC の場合、利用可能な海水量は莫大であるが、取水ポンプの動力は、取水海水流量の約 3 乗に比例する。更に、利用する温度差が小さいことから、利用する海水量は既往の火力・原子力発電に比して多くなり、必要な取水管の配管径も大きくなる。そのため、単位海水量当たりの発電量を大きくすることが重要である。よって、蒸発器と凝縮器の性能を、利用する海水量（海水の熱容量）に対する伝熱性能として熱移動単位数 $(NTU)_E$ 、 $(NTU)_C$ を用いて示す、

$$(NTU)_E = \frac{(UA)_E}{(mc_p)_{WS}} \quad (5)$$

$$(NTU)_c = \frac{(UA)_c}{(mc_p)_{CS}} \quad (6)$$

ここで, U は熱通過係数[kW/m²K], A は伝熱面積[m²], 添え字の C は凝縮器, CS は冷海水を示す.

発電システムの性能評価指数である熱効率 η_{th} および標準熱効率 $\eta_{th,nor}$, エクセルギー効率 η_{ex} を用いて評価する,

$$\eta_{th} = \frac{W_T - W_P}{Q_W} \quad (7)$$

$$\eta_{th,nor} = \frac{W_T - W_P}{Q_{HS}} = \frac{W_T - W_P}{2(mc_p)_{WS}(mc_p)_{CS}(T_{WSI} - T_{CSI})} \quad (8)$$

$$\eta_{ex} = \frac{(W_T - W_P)}{\frac{(mc_p)_{WS} + (mc_p)_{CS}}{2} (\sqrt{T_{WSI}} - \sqrt{T_{CSI}})^2} \quad (9)$$

ここで, W_T はタービン出力[kW], W_P はポンプ動力[kW]である. なお, 式 (8), (9) は OTEC の発電システムの評価方法として, 従来の熱効率ではなく, 熱源間の平衡温度を基準とし, 熱効率およびエクセルギーを用いて評価する手法である(安永他, 2018).

2・3 パラメータ解析

各状態点でのエネルギーおよび物質バランスから, H-OTEC の性能解析を行った. 入力条件は, $T_{WSI}=299.15$ K, $T_{CSI}=279.85$ K, $NETD=0.20$ K, $BPR=0.33$ K, $c_p=4.0$ kJ/(kgK), $(NTU)_E=1.5$, $(NTU)_C=1.5$, $m_{WS}=7,500$ t/h, $m_{CS}=7,500$ t/h, ポンプ効率 $\eta_P=60$ %, タービン効率 $\eta_T=85$ % とし, DMS および ΔT_P の影響は無視した. また, 蒸発器出口は飽和蒸気, 凝縮器出口は飽和液とし, 作動流体であるアンモニアの熱物性は REFPROP を用いた(Lemmon, 2018). なお, 解析においては, 蒸発器出口は飽和蒸気, OTEC 凝縮器および凝縮した水は飽和液と仮定し, 海水取水配管類, 作動流体配管類における圧力損失は無視した.

3. 結果と考察

図 3 に, 作動流体流量 m_{wf} に対する熱機関の出力 $W_T - W_P$ および造水量 m_d , 図 4 に m_{fw} に対する蒸発器交換熱量 Q_E , 熱効率 η_{th} をそれぞれ示す. 図 3 から $W_T - W_P$ は上に凸の曲線となり, 最大値が存在することが確認できる. この特性は, η_{th} と Q_E のバランスによって決定され, m_{wf} が増加すると作動流体の潜熱が増加し, Q_E が単調に増加する. 即ち, 熱源である海水の出入口温度差が増加することから, 熱機関が利用可能な温度である蒸発・凝縮の温度差が低下し, η_{th} が単調に低下する. よって, 一定の条件下で熱機関の出力の最大値を得るためには, 熱効率を最大化させるのではなく, 交換熱量と熱効率のバランスを考慮して, 設計または運転の熱・物質バランスを決定する必要がある. 一方, 図 3 から, m_d は m_{wf} の増加と共に単調に増加している. これは, m_d は Q_E に比例しているからである.

図 5 に m_{wf} に対する標準熱効率 $\eta_{th,nor}$ を示す. 図 4 および図 5 から, 式(7)で示す従来の熱効率 η_{th} と異なり, 式(8)で定義する $\eta_{th,nor}$ は, $W_T - W_P$ と定性的に一致している. 即ち, $\eta_{th,nor}$ を増加させることは熱機関の出力増加に直結する. 一方, $\eta_{th,nor}$ は, 両熱源が保有する熱量を加算していることから, 約 0.4%と従来の熱効率よりも非常に小さくなっている. そのため, 従来の熱効率との定義の違いを明確にして評価に用いる必要がある.

図 6 に m_{wf} に対する η_{ex} を示す. 図 6 から, 本システムにおいては, 約 25%のエクセルギー効率である. このエクセルギー効率は, 単純なカルノーサイクルを利用すると最大 50%であることから, 本システムにおいて理論的に利用可能なエクセルギーの約 50%を得ている.

図 7 に m_{wf} に対する造水比 m_d/m_{ws} , 動力源単位 W_{IP}/m_d を示す. 図 7 から, m_{wf} の増加によって m_d/m_{ws} は単調に増加し, 真空ポンプ動力 W_{IP} は微増のため W_{IP}/m_d は著しく減少する. 造水量は蒸発器熱量に比例することから, m_{wf} を増加させるほど増加する. ここで, 造水量の増加に伴う真空ポンプ動力の増加は, タービンからの発電電力に比べて十分小さい. 熱機関の発電出力が最大になる条件と, 造水量が最大になる条件が異なることから, 今後,

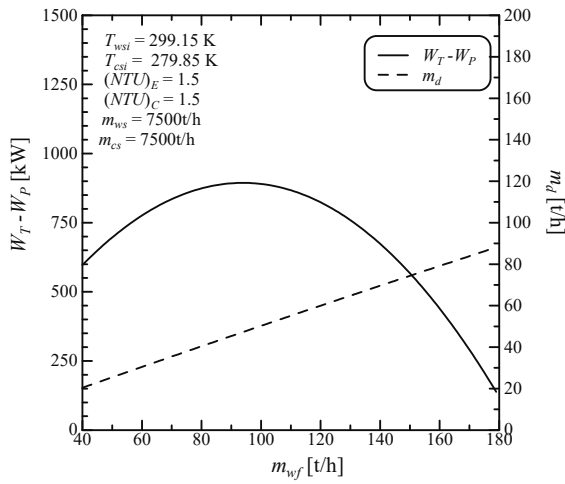


Fig. 3 Power output and desalinated water flow rate.

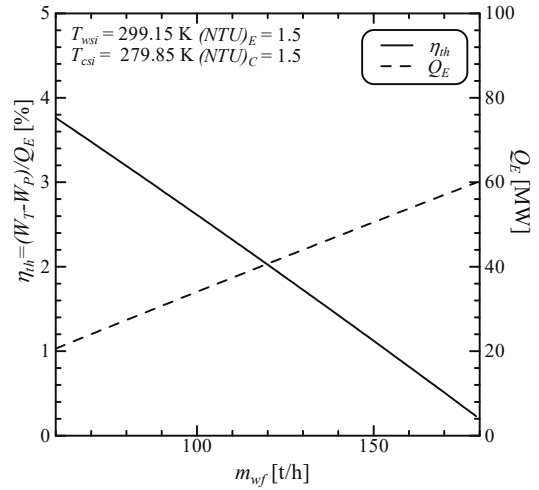
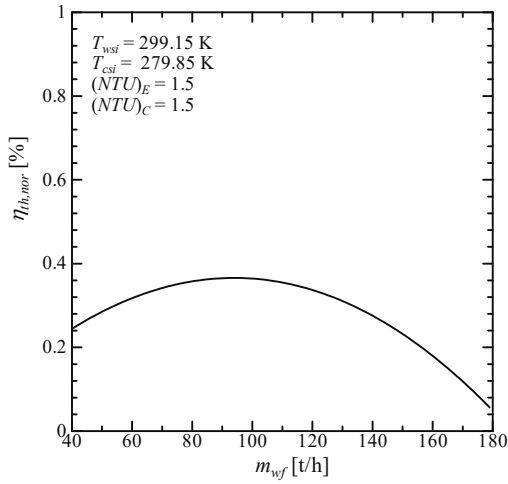
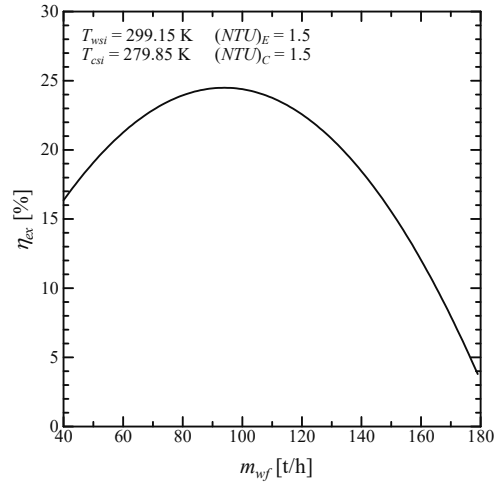
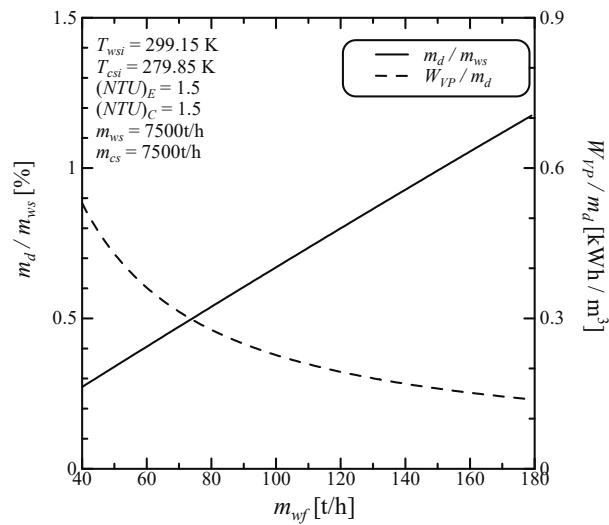

 Fig. 4 Conventional thermal efficiency and heat transfer rate in evaporator as a function of m_{wf} .

 Fig. 5 Normalized thermal efficiency as function of m_{wf} .

 Fig. 6 Exergy efficiency as function of m_{wf} .


Fig. 6 Production ratio and specific power for desalination.

サイクル全体の最適化設計においては、設置する地域の電力・水の要求に合わせ、H-OTEC の特性を考慮して、目的関数および最適化手法を検討し、熱バランスを決定していく必要がある。

5. 結 語

本研究では、ハイブリッドサイクルを用いた OTEC の基本原理を示し、その発電システムの基礎特性を明らかにするため、作動流体流量が発電量・造水量に与える影響や発電と造水量のバランスなどをパラメータ解析によって明らかにした。その結果、熱機関から得られる発電出力は、特定の作動流体流量の場合に最大となる条件が存在するが、設計条件に対して発電量が最大となる作動流体流量が存在し、造水量は蒸発器の熱量の増加と共に単調に増加することを示した。今後の研究において実施する最適設計においては、各設置条件に応じた目的関数および目的関数および最適化手法を検討し、熱バランスを決定していく必要がある。

文 献

- Takahashi, M., DOW: Deep Ocean Water as Our Next Natural Resource, (2000), Terra Scientific Publishing Company
- Martin, B., Okamura, S., Nakamura, Y., Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Status of the “Kumejima Model” for Advanced Deep Seawater Utilization, IEE Conference Publications, (2016), pp.211-216.
- Uehara, H. and Ikegami, Y., Optimization of closed-cycle OTEC plants, Proceedings of AME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol.2 (1983), pp.227-239.
- 實原定幸, 池上康之, 上原春男, 海洋温度差発電システムの設計条件の最適化(年間運転性能を考慮した場合), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.60, No.570 (1994), pp.641-646.
- 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.
- 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, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.783 (2008), pp.445-452.
- Ikegami, Y., Yasunaga, T. and Morisaki, T., Ocean Thermal Energy Conversion Using Double-Stage Rankine Cycle, Journal of Science and Marine Engineering, Vol.6, No.2 (2018), pp.21.
- 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 B 編, Vol.84, No.859 (2018), p.17-00398.
- Panchal, C. B. and Bell, K. I., 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, 田代秀明, 古賀透, “ハイブリッドサイクルを用いた海洋温度差発電の最適化”, 日本機械学会論文集 B, Vol. 54, No. 508 (1987), pp. 3527-3532.
- Ikegami, Y. and Bejan, A. On the Thermodynamic Optimization of Power Plants With Heat Transfer and Fluid Flow Irreversibilities, Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 120, No. 2 (1998), pp.134-144.
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L. and McLinden, M. O., NIST Standard Reference Data base 23, NIST REFPROP Version 10.0. (2018).