

アンモニア / 水を作動流体として用いた 30 kW OTEC システムの性能評価* (熱源の温度および流量の影響)

安 永 健 *¹, 池 上 康 之 *², 門 出 政 則 *²

Performance Test of 30 kW OTEC System Using Ammonia/water as Working Fluid (Effects of Heat Source Temperature and Flow Rate)

Takeshi YASUNAGA*³, Yasuyuki Ikegami and Masanori Monde

*³ Department of Institute of Ocean Energy, Saga University,
1-Honjo-machi, Saga-shi, Saga, 840-8502 Japan

Performance test for ocean thermal energy conversion system was carried out using ammonia/water mixture as working fluid (ammonia mass fraction 0.95). The system used two kinds of plate type heat exchanger (PHE) as evaporator and condenser, respectively. The effects of temperature difference between heat sources and mass flow rate on turbine power were confirmed. In the evaluation of the system, we adopted the net power ratio in place of conventional thermal efficiency since much pumping works is needed to collect heat from the heat resources. The experimental results were compared with theoretical ones which were derived by maximal power output using ideal heat exchanger. The experimental result shows that the ratio of net power has the maximum value at an optimum condition due to a large amount of pump power consumption with an increase in mass flow rates. In the present plant, for the case of the temperature difference between heat sources of 21 °C, warm source mass flow rate of 83 kg/s and mass flow rate of cold source of 111 kg/s, the maximal net power reached about 15.7 kW and then the ratio of net power attained around 66.5 % with PHE-2 evaporator and condenser.

Key Words : Ocean Thermal Energy Conversion, Thermal Efficiency, Thermodynamics,
Natural Energy, Power Plant

1. 緒 論

海洋温度差発電(OTEC)は温度の異なる表層と深層の海水を熱源として利用することによって熱エネルギーを電気エネルギーに変換するシステムである。発電では、大量の表層水と深層水を必要とすることから、それを利用して海水淡水化や海洋深層水の利用などの複合的な利用が検討されている^{(1)~(3)}。高熱源となる海洋の表層には太陽熱(平均日射量⁽⁴⁾約 0.165 kW/m²)が常にふり注がれ、多量の熱として貯蔵されている。しかし、熱源の温度差が 10 ~ 25 と極端に小さいため、エネルギー変換効率も原理的に低い。そのため、非共沸混合流体を作動流体として用いることにより、エクセルギーを増加することが検討されている^{(5)~(6)}。Johnson⁽⁷⁾は蒸発器や凝縮器でのピンチ温度を一定とした場合の理想的なサイクルでは、単純ランキンサイクルや多段ランキンサイクルに比べ非共沸混合流体を用

いたサイクルのエクセルギー効率が大きくなることを示している。ただし、一般的に混合流体の熱伝達係数は濃度変化に伴う沸点や露点の変動による有効温度差の減少や濃度抵抗により、純物質よりも低下することが知られているため、熱効率の低下も懸念される。

一方、OTECの熱効率は、一般に数%となることから、大量の熱エネルギーの変換、すなわち、温・冷海水間での熱移動が行われることになる。そのため、大量の温・冷海水を送るために必要な熱源ポンプ動力は、タービンの出力を上回ることもある⁽⁸⁾。熱源ポンプ動力に及ぼす影響について、これまで多くの検討がなされている。例えば冷水ポンプ動力については、管路長さ 1000 m間の取水間においても、その管径を大きくすること(流速の減少)によって管路摩擦での圧力降下を極力減少させている。また、表層と深層 1000 m間の海水の密度差は主に温度と濃度の関数となるが、この密度差に伴う位置ヘッドは小さくなることも報告されている⁽⁹⁾。これらの検討結果から必要なポンプ動力は、熱交換器内の流路損失に支配されることが報告されている⁽¹⁰⁾。熱伝達係数の改善と流路損失は互いに相

*原稿受付 20 年 月 日。

*¹正員, 佐賀大学大学院工学系研究科 (〒840-8452 佐賀市本庄町一番地)

*²正員, 佐賀大学海洋エネルギー研究センター
E-mail: 05631102@edu.cc.saga-u.ac.jp

反することから、これまで様々な熱交換器の検討および各熱交換器を用いたシステムの最適化が行われてきている^{(11)~(13)}。

最近、30 kW OTECシステムについてシェル&プレート式熱交換器を蒸発器および凝縮器として用いた場合について、そのサイクル特性や各要素の性能やシステム全体の安定性についての報告⁽¹⁴⁾および熱源の温度・流量と発電システムの性能についてについての報告⁽¹⁵⁾が行われているが、十分な正味出力は得られていない。そのため、本報では、非共沸混合流体の一つであるアンモニア/水（濃度 0.95）を作動流体として用いたOTEC発電システムについて、そのサイクルの特性を明確にし、熱源温度および流量が熱機関の出力に与える影響を広く検討した。検討では、2種類の蒸発器および凝縮器を用いて、それらの性能の違いから、正味出力と熱機関の出力に対して熱源ポンプの動力が消費する動力の関係を明確にした結果について報告する。

主 要 記 号

A	: 伝熱面積 m^2
c_p	: 定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kgK})$
h	: 比エンタルピー kJ/kg
m	: 質量流量 kg/s
P	: 圧力 kPa
Q	: 交換熱量 kW
r	: 流量比
T	: 温度 $^{\circ}\text{K}$
ΔT_m	: 対数平均温度差 K
U	: 熱通過係数 $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
W	: 仕事 kW
x	: 乾き度
β	: 正味出力比 %
η	: 効率 %
ρ	: 密度 kg/m^3

添字

B	: 沸点
C	: 凝縮器
CS	: 冷水
dyn	: 動力計の指示
E	: 蒸発器
I	: 入口
max	: 最大
net	: 正味
O	: 出口
P	: ポンプ
rev	: 可逆断熱
T	: タービン
th	: 熱力学的
WF	: 作動流体

WS : 温水

1~15 : サイクルの作動流体の状態点

2 実験装置および実験方法

2・1 発電サイクル 図1にアンモニア/水を用いた30 kW OTECの実験装置のフロー線図を示す。図1に示した位置での各数字はそれぞれ作動流体の各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1、加熱器、作動流体ポンプ2および連結パイプから構成される。アンモニア/水の作動流体は、作動流体ポンプ1により再生器を経て蒸発器に送られ、温海水と熱交換し混合流体の湿り蒸気となった後、気液分離器により混合蒸気および混合液に分離される。蒸気は第一タービンで仕事を行った後、一部が抽気され加熱器に送られる。残りの蒸気は第二タービンに送られ仕事を行った後、吸収器に送られる。一方、気液分離器を出た液は、再生器に入り蒸発器に送られる前の作動流体を予熱し、減圧弁により減圧され、吸収器でタービンから排出された蒸気を吸収する。吸収器から出た作動流体は凝縮器に送られ、深層の冷海水と熱交換して液化する。液化できなかった蒸気は補助凝縮器に送られ、完全に液化する。液化された作動流体は作動流体ポンプ1によって加熱器に送られ、第一タービンの出口で抽気された蒸気を凝縮する。抽気された作動流体は作動流体ポンプ2によって加圧され、加熱器によって予熱された作動流体に合流する。そして再生器に送られ、気液分離器で分離された液で予熱されて蒸発器に送られる。これを繰り返すことにより発電を行う。

2・2 実験装置 表1に各熱交換器の仕様を示す。蒸発器1、凝縮器1、再生器、加熱器はシェル&プレート式(PHE-1)、蒸発器2、凝縮器2はフレーム&シェル式(PHE-2)で全溶接型の熱交換器である。蒸発器2および凝縮器2は4つのモジュールで構成されている。

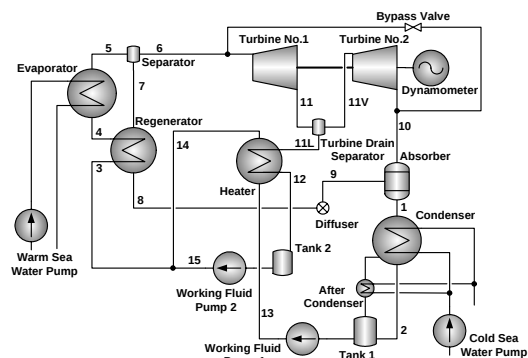


Fig. 1 Schematic flow diagram of test plant using ammonia/water as working fluid

Table 1. Specifications of heat exchanger

Parameter	Evaporator 1	Evaporator 2	Condenser 1	Condenser 2	Regenerator	Heater
Number of plate	320	400	320	400	78	78
Plate height [m]	2.48	1.81	0.69	1.21	0.69	0.69
Plate width [m]	0.69	0.71	0.93	0.71	0.31	0.31
Heat transfer area [m ²]	561.2	545.2	464.4	364.8	9.2	9.2
Equivalent diameter [mm]	6.0	5.6	6.0	5.6	0.6	0.6

本研究では4つのモジュールをそれぞれ用いて実験を行った。プレート材には海水への耐腐食性のあるチタンを用いた。補助凝縮器にはシェル&チューブ式を採用し、内径14 mm、外径16 mm、長さ3 mのチューブを28本用い、その伝熱面積は4 m²である。タービンは輻流反動タービンで、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節することで、回転数の制御を行っている。作動流体ポンプでは、シール部からの作動流体の漏れを防ぐため、作動流体ポンプ1はキャンドモーター式ポンプ、作動流体ポンプ2には低流量でも使用できる定量ポンプを使用した。配管類は全てステンレスを使用した。

2・3 実験方法および測定方法 熱源に海水を用いた場合、熱交換器の伝熱面に生物膜などの汚損被膜が付着し、熱抵抗の増加が考えられる。本実験では、汚損被膜の影響を除くため、温熱源にボイラで加熱した水を、冷熱源には冷凍機で冷却した水を用いた。熱源の温度測定には測温抵抗体を用い、その精度は0.1 °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され、その測定精度は0.5 %である。温水の蒸発器入口温度は設定温度±0.2 °，温水の流量は設定流量±0.5 kg/sで制御される。冷水の温度および流量は、設定温度±0.3 °，設定流量±1.5 kg/sで制御される。作動流体の温度はシース測温抵抗体を用いて測定した。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、作動流体ポンプ1出口、再生器低温側入口、再生器高温側入口、作動流体ポンプ2出口、凝縮器出口の各点で質量流量計を用いて測定し、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測定を行い、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、第一タービン入口、第二タービン出口、凝縮器入口の各点で測定を行い、測定精度は1 %である。サンプリング周期は1 Hzで、1時間の定常状態の平均値を用いて解析を行った。

アンモニア/水の物性値は、プログラムパッケージM-PROPATH (Ibrahim and Klein)を用いた⁽¹⁶⁾。比エンタルピーおよび比エントロピーの基準値については、それぞれ273.15 Kでの飽和液の状態を基準状態とし、基準状態でのエンタルピーを200 kJ/kg、エントロピーを1 kJ/(kgK)とした。本報では、アンモニア/水の組成はアンモニアの質量分率とする。

3. 性能評価方法および実験条件

3・1 性能評価における関係式 実験結果の性能解析は以下の式を用いた。

熱通過係数 U は、交換熱量 Q 、伝熱面積 A および対数平均温度差 ΔT_m を用いて次式で与えられる、

$$U = Q / (A \Delta T_m) \quad (1)$$

蒸発器および凝縮器の交換熱量 Q_E 、 Q_C はそれぞれ、

$$Q_E = m_{WS} c_{PWS} (T_{WSI} - T_{WSO}) = m_{WF} (h_5 - h_4) \quad (2)$$

$$Q_C = m_{CS} c_{PCS} (T_{CSO} - T_{CSI}) = m_2 (h_1 - h_2) \quad (3)$$

ここで、 m_{WS} 、 m_{CS} は温・冷水の流量、 c_{PWS} 、 c_{PCS} は温・冷水の定圧比熱、 T_{WSI} 、 T_{CSI} は温・冷水の入口温度および T_{WSO} 、 T_{CSO} は温・冷水の出口温度を示す。

蒸発器および凝縮器の対数平均温度差は次式を用いた、

$$(\Delta T_m)_E = \frac{(T_{WSI} - T_5) - (T_{WSO} - T_{B,4})}{\ln[(T_{WSI} - T_5)/(T_{WSO} - T_{B,4})]} \quad (4)$$

$$(\Delta T_m)_C = \frac{(T_1 - T_{CSO}) - (T_2 - T_{CSI})}{\ln[(T_1 - T_{CSO})/(T_2 - T_{CSI})]} \quad (5)$$

ここで、 T_5 は作動流体の蒸発器出口温度、 $T_{B,4}$ は作動流体の沸点、 T_1 は作動流体の凝縮器入口温度、 T_2 は作動流体の凝縮器出口温度を示す。

タービン出力 W_T および作動流体ポンプ動力 W_{WFP} はそれぞれ次式となる、

$$W_T = m_6(h_6 - h_{11}) + m_{11V}(h_{11V} - h_{10}) \quad (6)$$

$$W_{WF,P} = m_2(h_{13} - h_2) + m_{15}(h_3 - h_{15}) \quad (7)$$

ここで、第二タービンの入口蒸気量 m_{11V} は第一タービン入口の質量流量 m_6 と抽気した質量流量 m_{11V} の差から算出した。ただし、 m_6 は気液分離器出口の蒸気を飽和蒸気と仮定し、比容積と体積流量計の測定値の積から算出した。

サイクル熱効率 η_{th} は一般に、

$$\eta_{th} = (W_T - W_{WF,P}) / Q_E \quad (8)$$

となる。しかし、OTEC固有の性質で、温・冷海水を熱源としているために、大量の温・冷海水を流すための動力が非常に大きくなる。この状況をより明確に表わす指標として、正味出力 W_{net} および正味出力比 β_{net} を導入することにした。正味出力および正味出力比は次式で与えられる、

$$W_{net} = W_T - (W_{WF,P} + W_{WS,P} + W_{CS,P}) \quad (9)$$

$$\beta_{net} = \frac{W_{net}}{W_T} = 1 - \frac{W_{WF,P} + W_{WS,P} + W_{CS,P}}{W_T} \quad (10)$$

ここで、 W_{WS} は温水ポンプの動力、 W_{CS} は冷水ポンプの動力を示す。温・冷水ポンプの動力はそれぞれ次式となる、

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

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

ここで、 ΔP_{WS} 、 ΔP_{CS} は温・冷水側の圧力差、 $\eta_{WS,P}$ 、 $\eta_{CS,P}$ は温・冷水のポンプの機械効率を示す。ただし、圧力損失は、配管などに比べて熱交換器での圧力損失が支配的であるために熱交換器の出入口圧力差から算出した。また、ここではポンプの機械効率は通常 0.8 ~ 0.9 だから、本報では 0.85 とした。

3・2 実験条件 表 2 に実験条件を示す。熱源の

基準条件を高熱源（温水）温度 29℃、高熱源流量 139 kg/s、低熱源（冷水）温度 8℃ および低熱源流量 111 kg/s とし、高熱源の温度または流量を変化させる場合は、低熱源を基準温度および流量に固定させ、低熱源の条件を変化させる場合は高熱源を基準温度および流量に固定させ実験を行った。

4 実験結果および考察

4・1 熱源間の温度差がタービン出力へ与える影響

図 2 に熱源間の温度差 ΔT と熱落差から推定したタービン出力 W_T 、可逆断熱出力 $W_{T,rev}$ および動力計の指示仕事 W_{dyn} を示す。なお、熱源間の温度差とは蒸発器へ流入する高熱源（温水）の温度 T_{WSI} と凝縮器へ流入する低熱源（冷水）の温度 T_{CSI} の温度差を示し、本節では図中の中空記号は低熱源温度を 8℃ に固定し、高熱源温度を変化させた場合、黒塗り記号は高熱源温度を 29℃ に固定し、低熱源温度を変化させた場合をそれぞれ示す。なお、図中の破線は高沢ら⁽¹⁷⁾によるフ

Table 2 Performance test condition

Parameter	Value
Warm water inlet temperature T_{WSI} [°C]	27~31
Warm water mass flow rate m_{WS} [kg/s]	83~194
Cold water inlet temperature T_{CSI} [°C]	7~11
Cold water mass flow rate m_{CS} [kg/s]	111
Evaporator inlet mass fraction of ammonia y_4 [NH ₃ kg/kg]	0.95

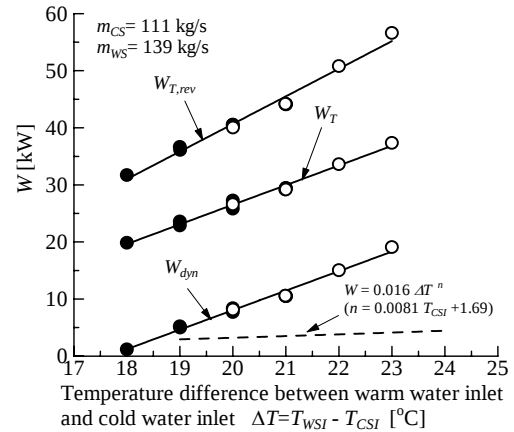


Fig. 2 Dependency of turbine power on heat source temperature difference

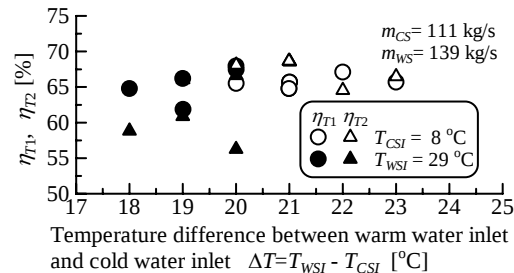


Fig.3 Turbine internal efficiency versus temperature difference between heat sources

ロン 114 を作動流体として、シェル&チューブ式熱交換器を用いた定格発電端出力 4 kW のランキンサイクルの発電端出力を示している。

図 2 より、出力は高熱源温度の上昇による熱源間の温度差の増加によってそれぞれ増加している。出力は低熱源温度を低下させ、熱源間の温度差を増加させた場合も同様にそれぞれ増加している。この結果、出力は熱源間の温度差に依存し、温度差の増加とともに単調に増加すると考えられる。さらに、温度差に対する出力の増加割合が大きいと、熱源間の温度差に強く依存することが明らかとなった。 $(W_T \cdot W_{Gm})$ はいずれの熱源間の温度差に対してもほぼ 18 kW となっている。この値はこのタービン固有の内部損失によるものである。なお一般的に内部損失はタービンのスケールが大きくなると相対的に小さくなることが知られている。そのため本研究においては、計測したタービン熱落差をタービン出力として評価を行うことにした。

図 3 に図 2 の条件での各タービンのタービン効率と高熱源温度の変化および低熱源温度の変化による熱源間の温度差の関係をそれぞれ示す。なお、各タービン効率は可逆断熱熱落差を基準に評価されている。

図 3 から、タービンの効率は、低熱源温度を一定にして高熱源温度を変化させた場合、いずれも 65 ~ 70 % でほぼ一定である。一方、高熱源温度を一定にして低熱源温度を変化させた場合は、第二タービンの効率が低くなっている。なお、タービン効率については、設計通り⁽¹⁸⁾の効率となっていることが確かめられている。本発電規模に適したタービン設計によってタービンの効率の改善および出力の増大が可能になる。

図 4 に図 2 の条件での熱源間の温度差と蒸発器入口の作動流体流量 m_4 と蒸発器出口の乾き度 x_5 、タービンに入る蒸気量 m_6 およびタービン入口の蒸気流量比 r_6 の関係をそれぞれ示す。なお、蒸発器出口の乾き度は蒸発器出口の温度、圧力および組成から算出し、蒸気の流量比 r_6 は蒸発器に入る作動流体の流量に対するタービンに入る蒸気の流量の比(m_6/m_4)を示す。

図 4 から、作動流体流量 m_4 は高熱源温度 T_{WS} の上昇による熱源間の温度差の増加とともに増加している。低熱源温度 T_{CS} の低下による熱源間の温度差の増加でも同様に増加している。これらの作動流体流量の増加は、系内の高圧側であるタービン入口と低圧側であるタービン出口の圧力差($P_6 \cdot P_{10}$)が増加したために、気液分離器によって分離された液を低圧側の吸収器に送り出す吐出圧力が増加し、作動流体が流れやすくなったためだと考えられる。蒸発器出口の乾き度は熱源間の温度差の増加とともにわずかに増加している。こ

の結果、タービンに入る蒸気の流量 m_6 が増加する。この蒸気量の増加はタービン出力が熱源間の温度差へ強く依存する要因の一つとなっていることが考えられる。さらに、蒸発器および気液分離器での気液分離過程では、摩擦などの損失により、蒸気の分離率は蒸発器出口の乾き度よりも約 10 ~ 20 % 低くなっている。Marston が⁽¹⁹⁾指摘しているように、タービン入口の状態はアンモニア / 水を用いたサイクルでは非常に重要である。特に、従来の理論計算^{(1), (12)}では、気液分離器で蒸発器を出た湿り蒸気が飽和蒸気および飽和液に分離される($x_5 = r_6$)と仮定しているが、本実験では気液分離器内のメッシュを通過する際に摩擦損失が生じるため、タービンに入る蒸気量は理論計算値よりも減少している。

4・2 熱源流量が熱機関の出力に与える影響 図 5 に冷水（低熱源）の入口温度 8 °C、流量 111 kg/s で熱機関の出力($W_T \cdot W_{WFP}$)と温水（高熱源）の流量 m_{WS} の関係を各熱源入口温度差についてそれぞれ示す。図中の中空は蒸発器 1 および凝縮器 1 を用いた場合、黒塗りは蒸発器 2、凝縮器 2 を用いた場合を示す。なお、図中にはカルノー熱機関（可逆過程）を用いて、熱源の熱交換過程での温度変化（つまり、高熱源では温度降下、低熱源では上昇）による熱交換過程での不可逆損失を考慮した場合の、任意の温・冷水流量での熱機関の最大仕事 W_{max} を実線で示す。最大仕事は熱源温度とサイクルの動作温度が同じである。その結果、熱機関の最大仕事はカルノー熱機関の仕事 $W = (1 - T_{CSO} / T_{WSO})Q_E$ より^{(20), (21)},

$$W_{max} = \frac{(T_{WSI}^{1/2} - T_{CSI}^{1/2})^2}{(mc_p)_{WS}^{-1} + (mc_p)_{WS}^{-1}} \quad (13)$$

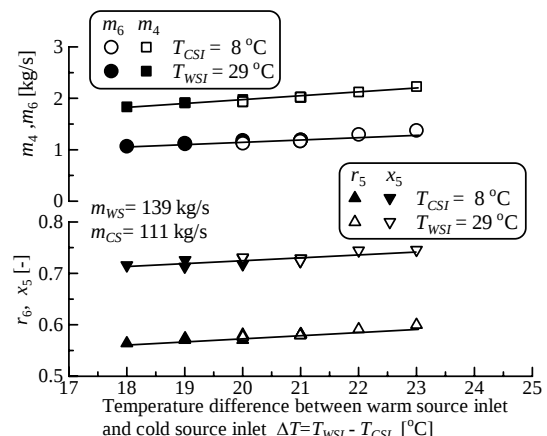


Fig. 4 Mass flow rate, ratio of turbine inlet vapor flow rate and evaporator outlet quality versus temperature difference between heat sources

図 5 から、熱機関の出力($W_T \cdot W_{WFP}$)は各温水の流量について熱源間の温度差 ΔT の増加とともにそれぞれ増加している。これは、前節で示したように熱源間の温度差の増加にともない、タービン出入口の熱落差および蒸気の流量が大きくなったためである。ここで、($W_{max} \cdot (W_T \cdot W_{WFP})$)は熱交換過程での不可逆損失、タービンの内部損失および熱交換器や配管等での摩擦などの不可逆損失を示す。

図 6(a)に温水の蒸発器プレート内の平均流速と蒸発器の熱通過係数および図 6(b)に冷水の凝縮器プレート内の平均流速と凝縮器の熱通過係数の関係を示す。図 6 から、熱通過係数は温水および冷水の流速の増加によって大きくなっている。これは、蒸発器および凝縮器で温水および冷水の熱伝達係数が増加したためだと考えられる。この熱通過係数の増加は、作動流体の蒸発温度や凝縮温度の温度差を増加させる。その結果、タービンでの熱落差が増加する。さらに、蒸発器の熱通過係数は凝縮器の熱通過係数に比べ、熱源のプレート内流速の影響が強く、熱交換過程で温水側の熱伝達係数が支配的になっていることが推測される。一方、凝縮器では熱通過係数の熱源流速の影響が弱い。そのため、冷水流量の増加によるタービン出力の増加量も小さいことがわかる。

図 6 から、熱通過係数は熱源間の温度差による変化はわずかであり、温水または冷水の流量によって決定されていることがわかる。

4・3 熱源流量がシステム全体に与える影響 3.1

節で述べたように海洋洋温度差発電システムでは、熱機関の出力に加え、熱源ポンプの動力が無視できなくなる。熱源ポンプ動力は主に熱交換器内での圧力損失で支配される。

図 7 に蒸発器および凝縮器での熱源側の圧力損失

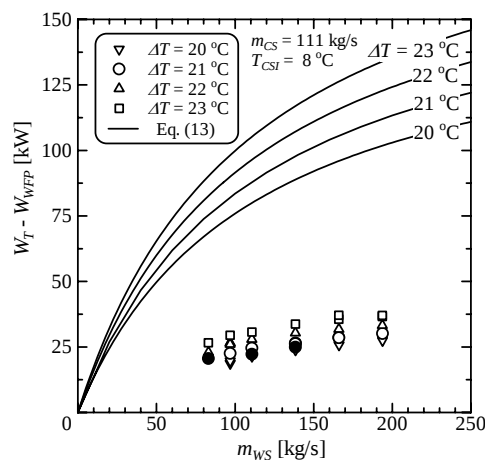
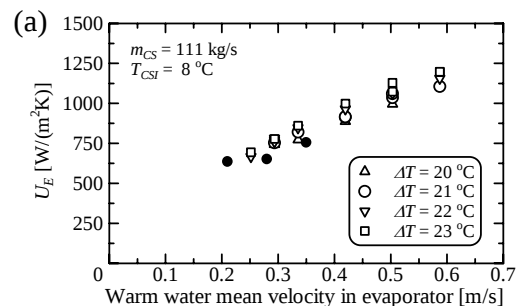


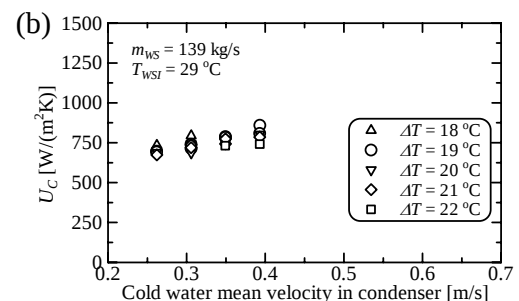
Fig.5 Relationship between work of heat engine and mass flow rate of warm water

ΔP_{WS} , ΔP_{CS} の測定値を流量で整理した結果を示す。ここで、図中の中空は蒸発器 1 および凝縮器 1 (PHE-1) を用いた場合、黒塗りは蒸発器 2 (PHE-2) を用いた場合を示す。

図 7 から、各圧力損失は流量に対して急激に増加している。凝縮器 1 の圧力損失は蒸発器 1 の圧力損失に比べ非常に大きく、流量 100 kg/s では蒸発器 1 の圧力損失の約 3 倍であった。また、蒸発器 1 の圧力損失は、蒸発器 2 の圧力損失の約 2.5 倍であった。この蒸発器の圧力損失の違いの要因は、プレート面形状に起因するが、蒸発器 1 ではプレート内部流れの乱れによる伝熱促進の効果が低いことが考えられる。なお、凝縮器 2 を用いた場合は、冷水流量 111 kg/s の場合、約 23 kPa であった。



(a) Evaporator



(b) Condenser

Fig.6 Relationship between overall heat transfer coefficient and heat source mean velocity

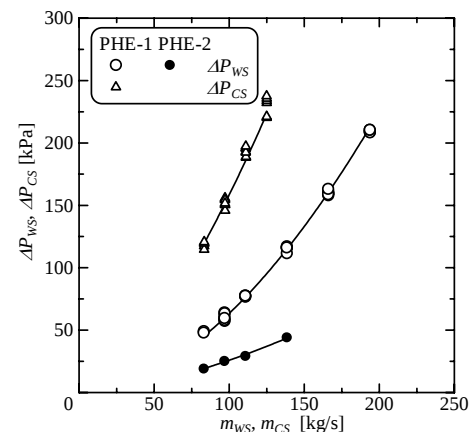


Fig. 7 Pressure drop versus heat source mass flow rate

図 8 に図 7 の圧力損失を用いて、式(9), (11), (12) から正味出力を計算した結果を示す。図中の中空は蒸発器 1 および凝縮器 1 (PHE-1) を用いた場合、黒塗りは蒸発器 2 および凝縮器 2 (PHE-2) を用いた場合を示す。なお、図 8 には、参考までに式(12)から温・冷海水ポンプ動力を引いたカルノー熱機関の最大正味仕事 $W_{max,net}(=W_{max} - W_{WSP} - W_{CSP})$ を実線(PHE-1)および破線(PHE-2)で示す。

図 8 から、蒸発器 1、凝縮器 1 を用いた場合 (PHE-1)、正味出力は温水流量が $m_{WS} = 80 \sim 140$ kg/s の範囲ではほぼ一定であるが、それ以上の流量では流量が増加するにつれて減少している。また、 $\Delta T = 23, 22$ では、温水流量が約 100 kg/s 付近で正味出力の値が最大となっている。

図 8 から、カルノー熱機関の最大正味仕事 $W_{max,net}$ についても同様に最大値が存在していることがわかる。温水流量および冷水流量に対する正味出力および最大正味仕事の特性から、最適な流量が存在することが明らかになった。蒸発器 1、凝縮器 1 を用いた場合では、最適流量は $m_{WS} = 97$ kg/s となる。理論的な特性から、熱源温度差が決まると最大正味出力が負になる冷水流量および温水流量が存在することがわかった。

図 8 から、蒸発器 2、凝縮器 2 を用いた場合 (PHE-2)、正味出力は約 15 kW で一定となっている。これは、温水流量 $m_{WS} = 80 \sim 140$ kg/s の範囲では、圧力損失の増加によるポンプ動力の増加割合と熱通過係数の増加割合が同程度であったためである。

正味出力の値が負になる要因は熱交換器での圧力損失によるポンプ動力の増大であるので、正味出力を増加させるためには、熱伝達係数の増加だけでなく、圧力損失を低減させることが非常に有効であることが確認できた。

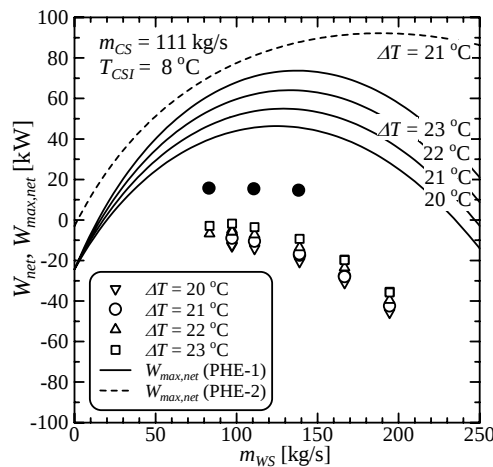


Fig. 8 Relationship between net power and mass flow rate of warm source

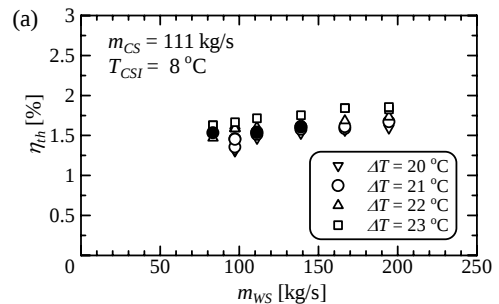
図 8 から、熱源間の温度差が 21 の場合、蒸発器 2、凝縮器 2 を用いた場合正味出力の最大値は、温水流量 $m_{WS} = 83$ kg/s、冷水流量 $m_{CS} = 111$ kg/s の時に $W_{net} = 15.7$ kW であった。

図 9(a),(b)に正味出力比 β_{net} 、サイクルの熱効率 η_{th} と熱源流量の関係を示す。図中の中空は蒸発器 1 および凝縮器 1 (PHE-1) を用いた場合、黒塗りは蒸発器 2 および凝縮器 2 (PHE-2) を用いた場合をそれぞれ示す。なお、図 9 には、図 8 と同様に参考までにカルノー熱機関の最大仕事 W_{max} 、最大仕事と本実験装置の熱源ポンプ動力を用いて算出したの最大正味仕事 $W_{max,net}$ の比によって算出した最大正味仕事比 ($W_{max,net} / W_{max}$) をそれぞれ実線(PHE-1)および破線(PHE-2)で示す。

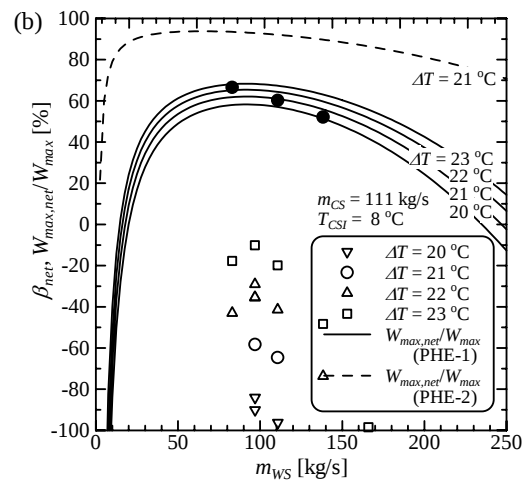
図 9 から、サイクル熱効率は温水流量が増加すると $\eta_{th} = 1.2 \sim 1.8\%$ の範囲内で増加した。このわずかな熱効率の上昇は、蒸発器の熱通過係数の増加によって作動流体の蒸発温度と凝縮温度の温度差が増加したためである。

一方、正味出力比は図 8 に示した正味出力の最大値とほとんど同じ流量で最大となる。また、正味出力と同様に温水流量と冷水流量の増加により負の値となる。

図 9 から、蒸発器 2 および凝縮器 2 を用いた場合、



(a) Thermal efficiency



(b) Net power ratio

Fig. 9 Relationship between thermal efficiency, net power ratio and mass flow rate of warm source

正味出力比の最大値は、熱源間の温度差 21℃，温水流量 $m_{WS} = 83 \text{ kg/s}$ ， $m_{CS} = 111 \text{ kg/s}$ の時に、約 66.5 % であった。

OTEC では、熱機関の出力のみに着目したサイクル熱効率には常に正の値となる。熱源ポンプ動力は作動流体ポンプ動力よりも通常大きくなることから、所内動力の全てを考慮した正味出力を用いた評価がより現実的である。正味出力は式(10)右辺第二項で示されるように、海洋の熱エネルギーから変換されたサイクルの仕事と、海洋の熱エネルギーを収集するために必要なポンプ動力などの所要動力の割合であり、動力同士を比較することでより明確な評価となる。

タービン出力を増加させるためには、熱交換器の熱通過係数を大きくして作動流体の蒸発温度と凝縮温度の温度差を大きくし、交換熱量を増加させる必要がある。しかし熱通過係数を増加させるためには、熱源や作動流体の質量流束を増加させる必要がある。質量流束の増加は熱源ポンプ動力を増加させる。そのため、OTEC を実用化するためには低圧力損失（低質量流束）でも高い熱通過係数である熱交換器の開発が必要である。換言すると熱交換量の増大と熱源ポンプ動力の減少がバランスする最適質量流束について今後更に検討する必要がある。

5. 結 言

アンモニア / 水(濃度 0.95)を用いた OTEC 装置を用いて、熱機関および発電システムの実験的な評価を行った。OTEC 発電システムの正味出力の特性と熱源の流量の関係を実験的に明らかにした結果について、重要項目を以下に箇条書きで示す、

- (1) 蒸発器 1，凝縮器 1 を用いた場合、本実験装置での正味出力を最大値にする最適流量は、両熱源間の温度差 23℃ の時に温水流量 97 kg/s，冷水流量 111 kg/s であった
- (2) 蒸発器 2，凝縮器 2 を用いた場合、本実験装置での正味出力および正味出力比の最大値は、両熱源間の温度差 21℃，温水流量 83 kg/s，冷水流量 111 kg/s の時にそれぞれ 15.7 kW，66.5 % であった

謝 辞

本研究を行うに当たり実験に協力いただいた佐賀大学大学院 原田英光君に感謝の意を表する。本研究は、21 世紀 COE プログラム「海洋エネルギーの先導的利用科学技術の構築」によるもので、ここに記して謝意を表する。

文 献

- (1) Takahashi, M., *DOW: Deep Ocean Water as Our Next Natural Resource*, (2000), pp.45-90, Terra Scientific Publishing Company
- (2) Avery, H. W. and Wu, C., *Renewable Energy from the Ocean*, (1994), pp.401-413, Oxford Univ. Press,
- (3) Uehara, H., *OTEC reader* (in Japanese), (1982), pp.138-144, Ohmsha Ltd.
- (4) Shimizu, Y. et al, *Natural Energy Utilization Engineering* (in Japanese), (1999), pp.13-14, POWERSHA Inc
- (5) Kalina, A. I., "Generation of Energy by means of a Working Fluid, and Regeneration of a Working Fluid (in Japanese)", Japanese Patent Disclosure S62-39660(1987)
- (6) Uehara, H. et al., Performance Analysis of OTEC System Using a Cycle with Absorption and Extraction Processes, *Trans. JSME, B*, Vol.64, No.624, (1998), pp.384-389
- (7) 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
- (8) Claude, G., Power from the tropical seas, *Mechanical Engineering* Vol.52, No.12, (1930), pp.1039-1044
- (9) George, J. F. and D., Richards, Baseline designs of moored and grazing 40-MWe OTEC pilot plants, *US Department of Energy Report*, (1980), SR-80-A-B
- (10) Uehara, H., OTEC and Piping Engineering (in Japanese), *The Piping Eng.*, Vol.23, No.3, (1981), pp.51-58
- (11) Owens, W. L., Optimization of closed-cycle OTEC plants, *Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf. Vol.2*, (1983), pp.227-239
- (12) Uehara, H. and Ikegami, Y., Optimization of a Closed-Cycle OTEC System, *Trans. ASME, J. of Sol. Energy Eng.*, Vol.112, No.4, (1990), pp.247-254
- (13) Jitsuhara, S. et al., Optimization of Design Conditions for OTEC, *Trans. JSME, B*, Vol.60, No.570, (1994), pp.291-298
- (14) Ikegami, Y., et al, Performance Experiments on Ocean Thermal Energy Conversion System Using the Uehara cycle, *Bull. of Society of Sea Water Science, Japan.*, Vol.60, No.1, (2006), pp.32-38
- (15) Yasunaga, T., Ikegami, Y., and Monde, M., Performance Test of OTEC with Ammonia/water as Working Using Shell and Plate Type Heat Exchangers, *Trans. JSME, B*, Vol.74, No.738, (2008), pp.445-452
- (16) PROPATH group, A Program Package of Thermo-physical Properties of Fluids, Version 12.1., PROPATH Group
- (17) Takazawa, H. et al., Steady-State Characteristics and Sensitivity Analysis of Closed Cycle OTEC Power System, *Bulletin of The Electro technical Laboratory*, Vol.50, No.9,10, (1986), pp.922-937
- (18) Private communication from Matsumoto T., Kobe steel, Ltd.
- (19) Marston, C. H., Parametric Analysis of the Kalina Cycle, *Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol.112, No.1, (1990), pp.107-116
- (20) Curzon, F. L., and Ahlborn, B., 1975, Efficiency of a Camot Engine at Maximum Power Output, *American Journal Physics*, Vol.43, pp.22-24
- (21) Ikegami, Y. Bejan, A., On the Thermodynamic Optimization of Power Plants With Heat Transfer and Fluid Flow Irreversibilities, *Trans. ASME, J. of Sol. Energy Eng.*, Vol.120, No.2, (1998), pp.134-144