

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* (アンモニア / 水の組成の影響)

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 Composition of Ammonia/water Mixture)

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 of 30 kW Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) system was carried out using ammonia/water mixture as working fluid. The effect of composition of working fluid on the components of the system, such as evaporator, condenser and turbine, work of heat engine, and net power were confirmed. In the evaluation of the system, maximum power ratio, net power ratio, and net maximum power ratio were introduced in stead of conventional thermal efficiency to clarify the irreversibility of the heat engine and the system. As a result, the overall heat transfer coefficient of evaporator and condenser were decreased by the addition of water, in other words, the utilization of mixture yielded much irreversibility on the heat transfer process. In the present plant, in the case of evaporator inlet ammonia mass fraction of 0.99, temperature difference between heat sources of 23 °C, warm source mass flow rate of 83 kg/s, cold source mass flow rate 111kg/s, the net power reached about 20.5 kW and then net power ratio and net maximum power ratio attained 58.3 % and 30.2 %, respectively.

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⁾。太陽熱を貯蔵した海洋の表層海水(高熱源)と深層海水は、その温度差が 10 ~ 25 と極端に小さいため、エネルギー変換効率は数%程度となる。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^{(4),(5)}。Johnsonは⁽⁶⁾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。非共沸混合流体を作動流体

として用いたサイクルのエクセルギー効率が增加する要因は、熱交換過程での不可逆損失を低下させ、すなわち、作動流体の蒸発温度と凝縮温度の温度差(有効温度差)を増加させることでタービン出力が増加するためである。

一方で、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。熱伝達係数の低下は、作動流体の有効温度差を低下させる。そのため、非共沸混合流体を作動流体として有効に用いるためには、その相反する性質を十分に検討する必要がある。

これまで、アンモニア / 水を作動流体として用いた 30 kW OTECシステムを用いて、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⁽⁷⁾や正味出力と熱源の温度差および流量の関係が報告⁽⁸⁾されており、約 15 kWの正味出力が得られたことが報告⁽⁹⁾されている。

また、従来の熱効率を用いた OTEC の評価方法は、発電システムの正味出力を明確に表せないことを指摘し、正味出力とタービン出力の割合である正味出力比を用いた評価を導入して適用して評価した結果、

*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

最大約 67 %の正味出力比が得られている．しかし，OTEC のエネルギー変換効率には十分に明確でなく，アンモニア / 水の組成が発電システムに与える影響については十分に検討されていない．

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，そのサイクルのエネルギー変換効率をより明確にする評価方法を提案し，アンモニア / 水の組成と発電システムの性能の関係について検討した結果について報告する．なお，本報では，OTEC 固有の性質をより明確に理解するために，作動流体が循環する熱機関（サイクル系）とその熱機関に熱源から熱を収集するために海水取水・送水するための海水ポンプを含めた発電システムに分けて検討を行った．

主 要 記 号

A	: 伝熱面積 m^2
β	: 正味出力比 %
c_p	: 定圧比熱 $\text{kJ}/(\text{kgK})$
h	: 比エンタルピー kJ/kg
η	: 効率 %
m	: 質量流量 kg/s
P	: 圧力 kPa
Q	: 交換熱量 kW
r	: 流量比
ρ	: 密度 kg/m^3
T	: 温度 ,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
ω	: 最大仕事比 %
x	: 乾き度

添字

B	: 沸点
C	: 凝縮器
CS	: 冷水
E	: 蒸発器
I	: 入口
max	: 最大
net	: 正味
O	: 出口
P	: ポンプ
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 蒸発器，再生器，加熱器はシェル&プレート式，凝縮器はフレーム&プレート式で全溶接型の熱交換器であり，本報では 3 つのモジュールを用いて検討を行った^{(8),(9)}．伝熱面積はそれぞれ蒸発器 561.2 m^2 ，凝縮器 273.6 m^2 ，再生器 9.2 m^2 ，加熱器 9.2 m^2 である．プレートの材質には海水に対し耐腐食性のあるチタンを用い，熱交換器内の流れは全て対向流である．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 m^2 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．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，

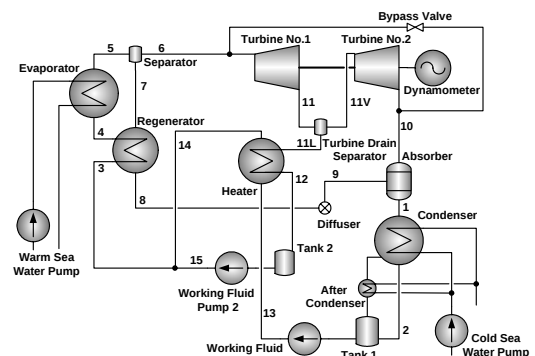


Fig. 1 Schematic flow diagram of test plant using ammonia/water as working fluid

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/m^3 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⁽¹⁰⁾。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 $W_{WF,P}$ 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_{11L} 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。

OTEC 等の有限温度差を熱源として用いたサイクルでは、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が無視できないため、任意の温・冷水流量で熱機関の最大仕事がある。カルノー熱機関を用いた場合、その最大の仕事は熱源温度とサイクルの動作温度が等しくなる。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^{(11), (12)} 最大仕事 W_{max} は次式となる、

$$W_{max} = \frac{(T_{WSI}^{1/2} - T_{CSI}^{1/2})^2}{(mc_p)_{WS}^{-1} + (mc_p)_{WS}^{-1}} \quad (9)$$

ここで、この最大仕事を基準にして、最大仕事比 ω を次式で定義する⁽¹⁴⁾、

$$\omega = \frac{W_T - W_{WF,P}}{W_{max}} = \left(\frac{\eta_{th}}{1 - \eta_{th}} \right) \frac{\Delta T_{WS} (1 - \eta_{th}) + \Delta T_{CS}}{(T_{WSI}^{1/2} - T_{CSI}^{1/2})^2} \quad (10)$$

ここで、 ΔT_{WS} は高熱源の蒸発器出入口温度差、 ΔT_{CS} は低熱源の凝縮器出入口温度差である．最大仕事比は、任意の熱機関の仕事をカルノー熱機関の最大仕事を基準に評価したものであり、動力同士の比較によってエネルギー変換過程での変換効率をより明確に示す指標となる．

また、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} および正味最大仕事比 ω_{net} を導入する．正味出力、正味出力比および正味最大仕事比は次式で与えられる、

$$W_{net} = W_T - (W_{WF,P} + W_{WS,P} + W_{CS,P}) \quad (11)$$

$$\beta_{net} = \frac{W_{net}}{W_T} = 1 - \frac{W_{WF,P} + W_{WS,P} + W_{CS,P}}{W_T} \quad (12)$$

$$\omega_{net} = \frac{W_{net}}{W_{max}} \quad (13)$$

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、

$$W_{WS,P} = m_{WS} \Delta P_{WS} / (\rho_{WS} \eta_{WS,P}) \quad (14)$$

$$W_{CS,P} = m_{CS} \Delta P_{CS} / (\rho_{CS} \eta_{CS,P}) \quad (15)$$

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 1 に実験条件を示す．蒸発器入口の作動流体の組成を 0.90 ~ 0.99 以上の範囲で実験を行った．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、高熱源の温度および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して実験を行った．

Table 1 Experimental condition

Parameter	Value
Warm water inlet temperature T_{WSI} [°C]	28 ~ 31
Warm water mass flow rate m_{WS} [kg/s]	97 ~ 196
Cold water inlet temperature T_{CSI} [°C]	8 ~ 10
Cold water mass flow rate m_{CS} [kg/s]	83 ~ 166
Mass fraction of ammonia y_4 [NH ₃ kg/kg]	0.90~

4. 実験結果および考察

4・1 作動流体の組成が熱機関の性能に与える影響

図 2 に蒸発器の熱通過係数 U_E を蒸発器入口の作動流体の組成 y_4 について整理して示す．ここで、作動流体のプレート内平均質量流速は 6 kg/(m²s) で一定とした．なお、中空記号は温水入口温度 29℃、黒塗り記号は温水入口温度 31℃ の場合を示す．

図 2 から、組成が大きくなると蒸発器の熱通過係数は急激に大きくなり、組成 0.99 付近の熱通過係数は、組成 0.92 付近の熱通過係数の約 2 倍になっている．これは、組成が大きくなることで、作動流体側の熱伝達係数が大きくなったためである．

図 2 から、組成 0.90 ~ 0.95 の範囲では、熱源のプレート内の平均流速が増加することによる、熱通過係数の増加は明確に表われなかった．そのため、作動流体側の熱伝達係数が熱通過係数に与える影響が支配的であると考えられる．

図 3 に凝縮器の熱通過係数 U_C を凝縮器出口の作動流体の組成 y_2 について整理して示す．ここで、作動流体のプレート内平均質量流速は 6.6 kg/(m²s) で一定とした．なお、中空記号は冷温水入口温度 8℃、黒塗り記号は温水入口温度 10℃ の場合を示す．

図 3 から、凝縮器の熱通過係数は、組成が大きくなると急激に増加しており、組成に強く依存していることがわかる．また、組成 0.92 ~ 0.96 の範囲では冷水のプレート内平均流速が与える影響は極めて小さい．これは、組成 0.92 ~ 0.96 の範囲では作動流体

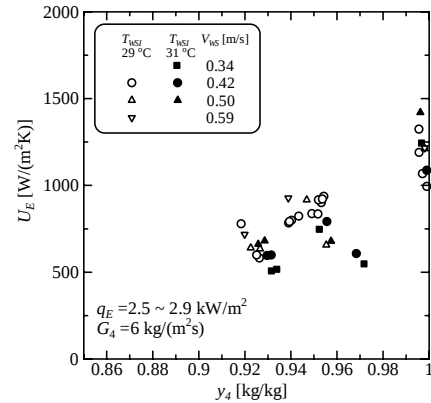


Fig.2 Relationship between overall heat transfer coefficient and mass fraction of ammonia for evaporator

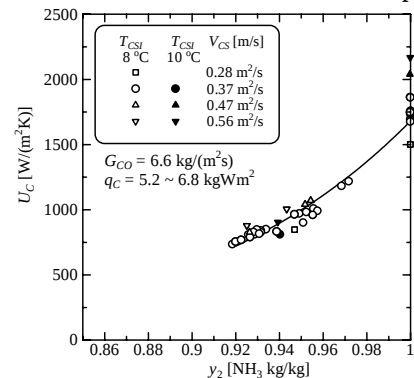


Fig.3 Relationship between overall heat transfer coefficient and mass fraction of ammonia for condenser

の熱伝達係数が、冷水側の熱伝達係数よりも十分小さく、作動流体の熱伝達係数が熱通過係数に与える影響が支配的になっているためである。一方、組成 0.99 付近では、作動流体の熱伝達係数が大きくなり、冷水の凝縮器プレート内の平均流速が熱通過係数に与える影響が大きくなっている。ここで、組成 0.99 の時の熱通過係数は組成 0.92 の時の熱通過係数の約 2.5 倍になっている。なお、紙面の都合上省略するが、作動流体の凝縮器の出入口温度差は、組成が小さいほど(水の量が多いほど)、0.3~4 の範囲で大きくなり、非共沸混合流体の特性が確認できた。一方、作動流体の凝縮器出口温度は、常に冷水出口温度よりも高くなった。すなわち、非共沸混合流体(アンモニア/水)を用いることで、凝縮器の熱交換過程での不可逆損失は増加した。

図 4 に熱機関の出力 ($W_T - W_{WFP}$) を蒸発器入口組成 y_4 について整理して示す。ここで、温水温度 29℃、冷水温度 8℃、温水流量 139 kg/s(プレート内平均流速 0.42 m/s)、冷水流量 111 kg/s(プレート内平均流速 0.47 m/s)である。ここで、図中の中空記号は冷水温度を 8℃で一定とし、温水温度を変化させた場合、黒塗り記号は温水温度を 29℃で一定とし、冷水温度を変化させた場合を示す。

図 4 から、組成が大きいほど熱機関の出力は増加している。これは、図 2, 3 に示されるように、組

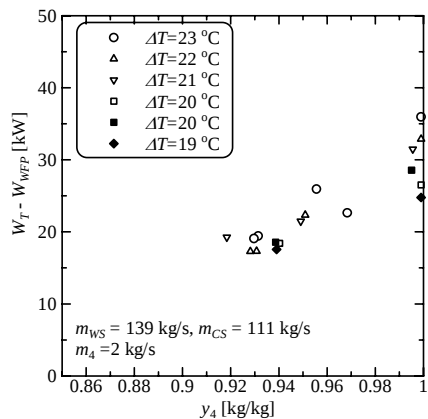


Fig.4 Relationship between work of heat engine and mass fraction of ammonia

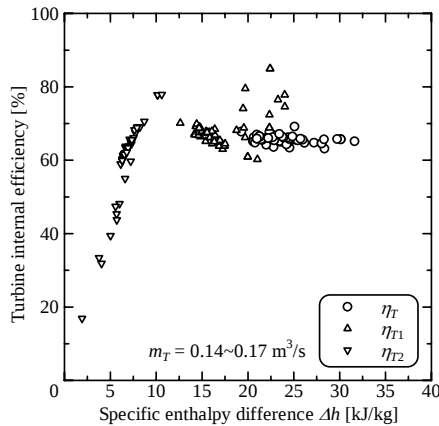


Fig.4 Relationship between turbine efficiency and specific enthalpy difference

成が大きいほど蒸発器および凝縮器の熱通過係数が増加するため、作動流体の有効温度差が増加しタービン出力が増加したためである。すなわち、アンモニア/水の非共沸混合流体を用いることで、熱交換過程での不可逆損失が増加し、作動流体の有効温度差は低下した。そのため、本実験装置では、高濃度アンモニア(組成 0.99~)を用いた場合が出力は大きくなる。

なお、アンモニア/水を作動流体として用いることで、熱機関の出力を増加させるためには、蒸発器および凝縮器の伝熱面積を増加させるか、それらの熱交換器の性能を改善し、熱通過係数を増加させる必要がある。本実験装置を商業プラントとして用いる場合は、より濃度の高いアンモニアを用いる方が現実的である。

図 5 にタービン効率 η_t を比エンタルピー差 Δh について整理して示す。ここで、タービン効率は、タービン出入口の断熱熱落差を基準に評価した。また、タービンを通過する作動流体蒸気は 0.14~0.17 m³/s の範囲でデータを得ることができた。

図 5 から、比エンタルピー差が 10 kJ/kg よりも小さくなると第 2 タービンのタービン効率 η_{t2} は、急激に低下しているが、比エンタルピー差が 10 kJ/kg よりも大きな範囲では、タービン効率は約 70 %でほぼ一定であった。

図 6(a), (b) に図 5 の条件での熱機関の熱効率 η_{th} および最大仕事比 ω と蒸発器入口の組成の関係をそれぞれ示す。図中の中空記号は冷水温度を 8℃で一定とし、温水温度を変化させた場合、黒塗り記号は温水温度を 29℃で一定とし、冷水温度を変化させた場合を示す。

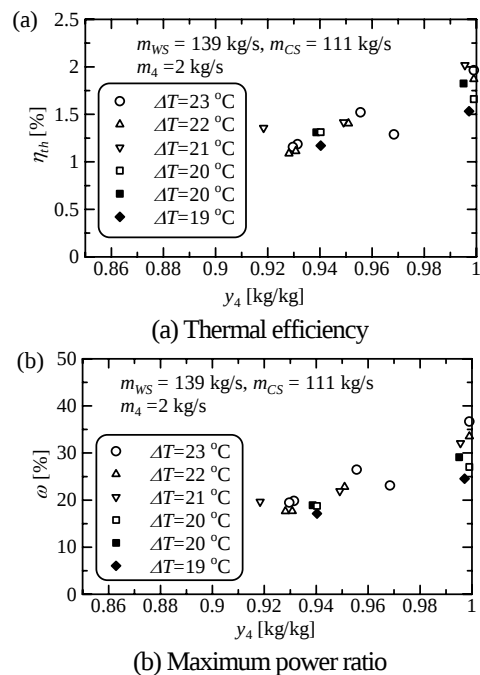


Fig. 6 Relationship between conventional thermal efficiency, maximum power ratio, and mass fraction of ammonia

図 6 から，熱効率および最大仕事比は組成が大きいほど単調に増加しており，組成約 0.99 の熱効率および最大仕事比は，組成約 0.93 の場合の約 1.7 ～ 1.8 倍になっている．

ここで，最大仕事比を用いることで，熱機関の不可逆損失の割合がより明確になる．不可逆損失の主な要因は熱交換器およびタービンの性能である．図 6 から，組成 0.99 の時，最大仕事比も最大で約 35 % 程度である．そのため，アンモニア高濃度を用いても，本実験装置は熱交換器の更なる改善によってより大きな出力を得ることが可能となる．

4・2 作動流体の組成が発電システムの性能に与える影響 本節では，発電システムの性能を評価する為に，温水および冷水の流量と正味出力の関係について明確にする．なお，本節では，蒸発器入口組成をアンモニア高濃度（組成 0.99 ～），中濃度（組成 0.94 ～ 0.96）および低濃度（組成 0.90 ～ 0.92）に分けて実験データを整理する．

図 7(a), (b) に蒸発器の熱通過係数 U_E および凝縮器の熱通過係数 U_C と温水流量 m_{WS} の関係をそれぞれ示す．図中の中空記号は熱源間の温度差 ΔT を 21，黒塗り記号は熱源間の温度差 23 の場合を示す．なお，冷水温度および流量は 8 および 111 kg/s で一定である．

図 7(a) から，蒸発器の熱通過係数は温水流量の増

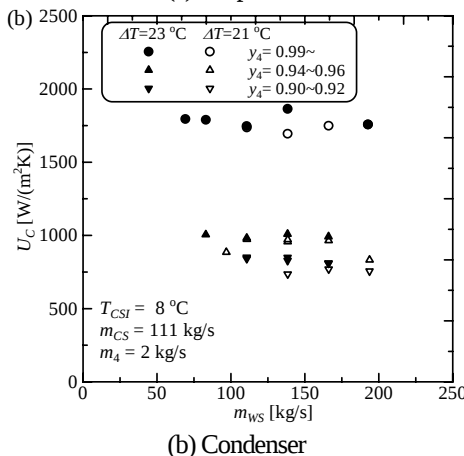
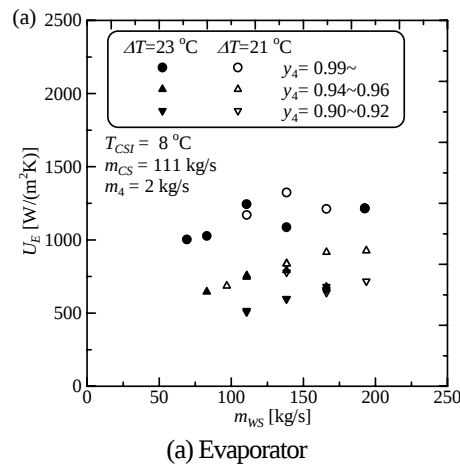


Fig.7 Relationship between overall heat transfer coefficient and warm water mass flow rate

加によって増加している．また，図 2 と同様に，組成が大きいほど熱通過係数は大きくなっている．

図 7(a) から，アンモニア高濃度およびアンモニア中濃度で熱源間の温度差が 23 の場合，温水流量が 100 kg/s より大きい範囲で蒸発器の熱通過係数は低下している．これは，ドライアウトによって熱交換器の有効伝熱面積が小さくなったためだと考えられる．このドライアウトによる熱通過係数の低下は多くの報告が行われている^{(13),(14)}．

図 7(b) から，図 3 と同様に凝縮器の熱通過係数は組成が大きいほど増加し，組成 0.99 の場合アンモニア中濃度および低濃度に比べて約 2 倍大きくなっている．

図 8 に熱機関の出力および熱源ポンプ動力 ($W_{WS} + W_{CS}$) と温水流量の関係を示す．図中の中空記号は熱源間の温度差 21，黒塗り記号は熱源間の温度差 23 の場合を示し，熱源ポンプ動力は破線で示す．ここで，熱源ポンプ動力は，式 (14) および式 (15) を用いて算出した．なお，冷水温度および流量は 8 および 111 kg/s で一定である．

図 8 から，熱機関の出力は温水流量の増加によって増加している．ただし，アンモニア高濃度およびアンモニア中濃度で熱源間の温度差 23 の場合は，図 7(a) に示すドライアウトの影響による蒸発器の熱通過係数の低下の影響によって，温水流量の増加によって熱機関の出力は低下している．なお，作動流体流量を調節してドライアウトを防ぐ検討が行われている⁽¹⁵⁾．

図 8 から，熱源ポンプ動力は温水流量の増加によって急激に増加し，温水流量約 160 kg/s 付近で，熱機関の出力よりも大きくなっている．

図 9 に最大仕事比を温水流量について整理して示す．図中の中空記号は熱源間の温度差 21，黒塗り記号は熱源間の温度差 23 の場合を示す．

図 9 から，最大仕事比は温水流量の増加とともに単調に低下している．また，組成が大きいほどまた熱源間の温度差が大きいほど温水流量による低下割合は大きくなっている．なお，なお，本実験での最大仕事比の最大値は，アンモニア高濃度で，熱源間

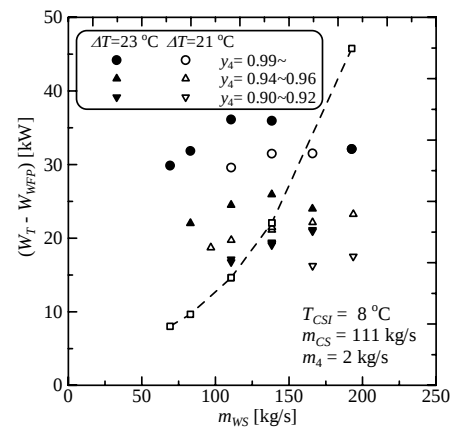


Fig.8 Relationship between work of heat engine and warm water mass flow rate

の温度差 23 °C の場合は温水流量 83 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 44.1 % であり, 熱源間の温度差 21 °C の場合は温水流量 111 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 33.6 % であった。

図 10 に正味出力 W_{net} と温水流量の関係について示す。図中の中空記号は熱源間の温度差 21 °C, 黒塗り記号は熱源間の温度差 23 °C の場合を示す。

図 10 から, 正味出力は温水流量の増加とともに単調に低下している。ただし, アンモニア高濃度で熱源間の温度差 23 °C の場合では, 温水流量 70 ~ 111 kg/s の範囲では, 正味出力は約 20 kW でほぼ一定である。熱源流量と熱機関の出力および熱源ポンプ動力の関係から, 正味出力を最大にする最適な温水流量があることが明らかとなっている^{(8),(9)}。なお, 本実験での正味出力の最大値は, アンモニア高濃度で, 熱源間の温度差 23 °C の場合は温水流量 83 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 20.5 kW であり, 熱源間の温度差 21 °C の場合は温水流量 111 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 13.7 kW であった。

図 11 に正味出力比 β_{net} と温水流量の関係を示す。図中の中空記号は熱源間の温度差 21 °C, 黒塗り記号は熱源間の温度差 23 °C の場合を示す。

図 11 から, 正味出力比は正味出力と同様に単調に低下している。また, 正味出力比はアンモニア中濃度で温水流量 70 kg/s の時に最大値 73.3 % となっ

ている。なお, アンモニア高濃度で熱源間の温度差 23 °C, 21 °C において正味出力が最大になる場合の正味出力比はそれぞれ 58.3 %, 41.7 % であった。

式 (12) から正味出力比はポンプ等の発電システムの所内動力とタービン出力の比になるため, 発電システムの内部のエネルギー変換効率となる。そのため, 必ずしも正味出力の最大値とは一致しない。

図 12 に正味最大仕事比 ω_{net} を温水流量について整理して示す。図中の中空記号は熱源間の温度差 21 °C, 黒塗り記号は熱源間の温度差 23 °C の場合を示す。

図 12 から, 正味最大仕事比は温水流量の増加とともに単調に低下している。アンモニア高濃度で, 熱源間の温度差 23 °C の場合は温水流量 83 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 30.2 %, 熱源間の温度差 21 °C の場合は温水流量 111 kg/s, 冷水流量 111 kg/s の場合に 15.5 % であった。

図 10 および図 12 から, 最大仕事比と正味最大仕事比の差 ($\omega - \omega_{net}$) は, 熱源ポンプ動力が熱エネルギーを収集する為に消費した動力を示す。熱源ポンプ動力は, 熱交換器の圧力損失に支配される。そのため, 熱機関内での不可逆損失と熱交換器の圧力損失による不可逆損失の割合を, 最大仕事比および正味最大仕事を用いることでより明確に示すことができる。その結果, OTEC の熱機関の性能および発電システムの性質がより明確に示される。

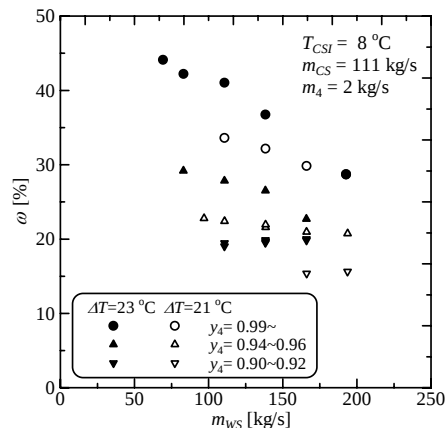


Fig. 9 Relationship between maximum power ratio and warm water mass flow rate

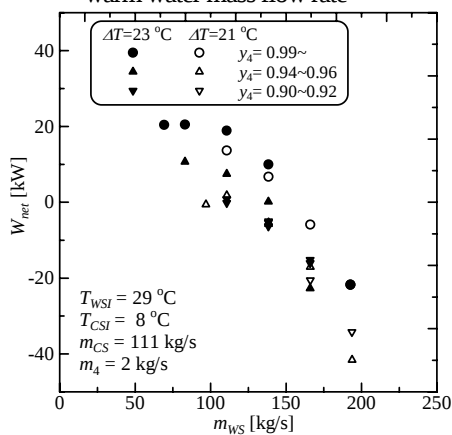


Fig.10 Relationship between net power and warm water mass flow rate

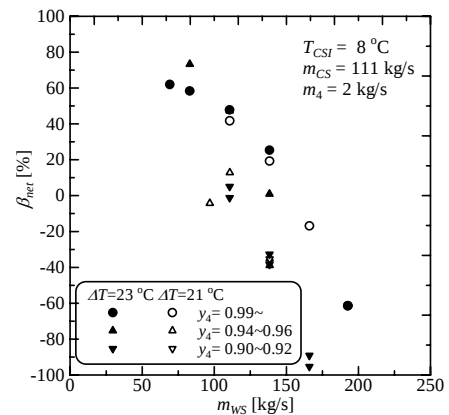


Fig. 11 Relationship between net power ratio and warm water mass flow rate

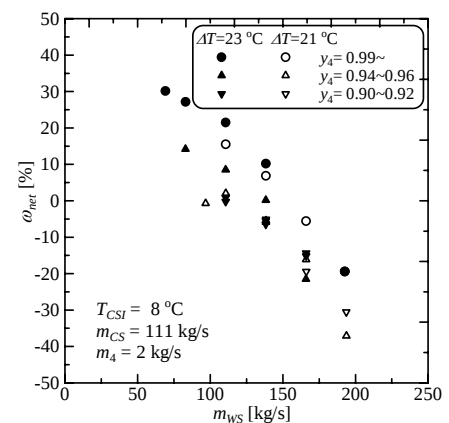


Fig. 12 Relationship between net maximum power ratio and warm water mass flow rate

5. 結 言

アンモニア / 水を作動流体として用いた 30 kW OTEC 装置を用いて、アンモニア / 水の組成と熱機関係および発電システムの性能の関係について実験的な評価を行った。その結果の重要項目を以下に箇条書きで示す、

1. OTEC の性能向上のために、アンモニア / 水混合流体を用いるためには更なる熱交換器の性能改善が必要である
2. OTEC 固有の性質を表す評価パラメータとして最大仕事比、正味出力比、最大正味仕事比を導入することで、発電システムの性能をより明確に評価できることがわかった
3. 本実験装置で高濃度アンモニア (組成 0.99 以上) を用いた場合、
 - 熱源間の温度差 23 , 温水流量 83kg/s , 冷水流量 111 kg/s で正味出力は最大 20.5 kW , その時の正味出力比 58.3 % , 正味最大仕事比 30.2 % であった
 - 熱源間の温度差 21 , 温水流量 111kg/s , 冷水流量 111 kg/s で正味出力は最大 13.7kW , 正味出力比 41.7 % , 正味最大仕事比 15.5 % であった

謝 辞

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) 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)
- (5) 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
 - (6) 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
 - (7) Ikegami, Y., Yasunaga, T. and Harada, H., 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
 - (8) Yasunaga, T., Ikegami, Y., Monde, M., Performance test of OTEC with Ammonia/water as Working Fluid Using Shell and Plate Type Heat Exchangers (Effects of Heat Source Temperature and Flow Rate), *Trans. JSME, B*, Vol.74, No.738, (2008), pp.445-452
 - (9) Yasunaga, T., Ikegami, Y., Monde, M., Performance test of 30 KW OTEC System Using Ammonia/water as Working Fluid (Effects of Heat Source Temperature and Flow Rate), *to be published in OTEC*, (2008)
 - (10) PROPATH group, A Program Package of Thermophysical Properties of Fluids, Version 12.1., PROPATH Group
 - (11) Curzon, F. L., and Ahlborn, B., 1975, Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output, *American J. Physics*, Vol.43, pp.22-24
 - (12) 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
 - (13) Panchal, C. B., and Hillis, D. L., OTEC performance tests of the Alfa-laval plate heat exchanger as an ammonia evaporator, US DOE Report (1984), ANL/OTEC - PS - 13
 - (14) Kushibe, M., Study of Plate type Evaporator Using Ammonia and Ammonia /water Mixture as Working Fluid (in Japanese), Ph. D. theses, Department of Energy and Materials Science, Saga Univ.
 - (15) Lorenz, J. J., Yung, D. T., Panchal, C. B., and Poucher, F. W., OTEC-1 power system test program: performance of one-megawatt heat exchangers, US DOE Report, (1981) , ANL/OTEC - PS - 10