

アンモニア/水を用いた海洋温度差発電における 熱交換器の評価に関する研究

池上康之^{*1}, 稲富純一^{*2}, 後藤寛和^{*3}, 森崎敬史^{*4}

Performance evaluation of heat exchangers in ocean thermal energy conversion system using ammonia/water as working fluid

Yasuyuki Ikegami^{*1}, Junich Inadomi
Hirokazu Goto and Takafumi Morisaki

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

An ammonia/water is used for the ocean thermal energy conversion system (OTEC) to decrease an irreversible loss in heat exchangers and to improve the system performance. However, It has been not an enough temperature crossing occurred in the condenser though occurred in the evaporator in an actual heat exchangers. Therefore, it is thought that the clarification of characteristic in heat exchangers is important. At this time, logarithmic temperature difference (LMTD) method is used for the performance evaluation in heat exchangers in OTEC. LMTD method is limited when considered that physical properties of fluids are constant in heat exchangers. Then, a generalized mean temperature difference (GMTD) method is introduced into the evaluation of characteristics of heat exchangers that uses ammonia/water in this paper. The change of the physical properties value of fluids in heat exchangers could be considered in GMTD method. GMTD was introduced into the evaluation of heat exchangers of OTEC using ammonia/water and the influence given to the evaluation of the characteristic, effectiveness, and system characteristics was clarified.

Key Words : Logarithmic mean temperature difference method, Generalized mean temperature difference method

1. 緒 言

海洋温度差発電(OTEC)は、再生可能な自然エネルギーの一つであり、特に発電だけでなく海水の淡水化や海洋深層水の利用など複合利用が可能のためその実用化の推進が期待されている。海洋温度差発電は、利用できる温度差が従来の火力発電や原子力発電と比較して小さいために、各構成機器の性能向上に留まらず、各構成機器の性能を考慮したシステム全体の高効率化が重要となる。OTECシステムの高効率化の研究は、長年数多く行われているが、その一つとして近年アンモニア水の非共沸混合流体を作動流体として用いる方法が注目されている。これ

らの方法は、理論的にはその有効性が示されているが、実験的には十分その特性が活かされているとはいえない。

アンモニア/水を作動流体として用いた場合、熱交換器での不可逆損失の低減が期待される一方、純物質を用いた場合より、一般的に熱交換器の伝熱性能の低下が懸念されている。これらの特性を十分活かして混合流体を用いば一層の高性能化が期待されるが、十分その特性が活かされなければ反って性能が低下する場合がある。これまでのアンモニア/水を用いたシステム実験によると、性能を向上させるための凝縮器での凝縮温度および凝縮圧力の低減が十分でないことが指摘されている。これらの問題を解決し、アンモニア/水を作動流体として用いた海洋温度差発電の一層の高性能化を実現するためには、この熱交換器内の現象を解明し、評価を確立することが重要と考えられる。

アンモニア/水は、熱交換器内で相変化の際に温度が大きく変化する特性を有するが、超臨界 CO₂ と水を媒体として用いるヒートポンプシステムの熱交換器においても CO₂ の

^{*1} 佐賀大学 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄 1)

^{*2} 佐賀大学大学院 工学系研究科.

^{*3} 佐賀大学大学院 工学系研究科.

^{*4} 佐賀大学 理工学部.

E-mail: ikegami@ioes.saga-u.ac.jp

比熱をはじめ温度など物性値が大きく変化する。このような超臨界CO₂を用いた熱交換器の評価に対して、宇多村らは、従来から用いられている対数平均温度差法(Logarithmic Mean Temperature Difference : LMTD)と異なる一般化平均温度差法(Generalized Mean Temperature Difference Method, GMTD)の適用を提唱している¹⁾。このような状況の中、GMTD法がアンモニアおよびアンモニア/水を用いた海洋温度差発電等の熱交換器の評価およびそのサイクル計算に及ぼす影響は、十分明らかにされていない。

そこで、本研究ではアンモニア/水を用いた海洋温度差発電の熱交換器の特性の解明とその評価方法の確立を目的として、その評価にGMTDを導入して解析を行う。さらに、GMTDが計算および実験におけるGMTDの有効性およびその特性について考察する。

記号

- A : 伝熱面積 [m²]
- c : 比熱 [J/kg · K]
- $GMTD$: 一般化平均温度差 [K]
- h : 比エンタルピー [J/kg]
- K : $=mc$ [W/K]
- L : 熱交換器長さ [m]
- $LMTD$: 対数平均温度差 [K]
- \dot{m} : 質量流量 [kg/s]
- M : 等負荷の計算要素数
- Q : 熱負荷 [W]
- q : 等負荷の計算要素 [W]
- T : 温度 [K]
- γ : 流量比 ($= \dot{m}_{WF} / \dot{m}_{WS}$)
- x : 熱交換器長手方向位置 [m]
- y : アンモニア/水の組成(=混合物質のアンモニアの質量分率)[kg/kg]

添字

- CS : 冷海水
- H : 高温流体側
- I : 入口
- L : 低温流体側
- M : 等負荷の計算要素数
- O : 出口
- S : 熱源
- WF : 作動流体
- WS : 温海水

2. 熱交換器内温度変化と評価

2.1 アンモニア/水の特 性 図1に、アンモニア/水の気液平衡線図を圧力が0.1MPa、0.5MPaおよび1.0MPaに対してそれぞれ示す。アンモニアと水の沸点の差が大きいため、露点と沸点の差が最大で100°C程度と大きくなる。海洋温度差発電においてアンモニア/水を作動流体として用いる場合、その最適組成は $y=0.8$ 以上と評されており、その範囲での露点と沸点の差は、約80°Cである。一方、海洋温度差発電では、利用できる温度差が小さいために、露点から沸点まで熱交換器内で変化しない。蒸発器の後に、分離器を設けており、蒸発器を二相で出た後、飽和蒸気と飽和液に分離される。通常、蒸発器および凝縮器内のアンモニア/水の温度変化は3~5°C程度が期待されている。温度変化としては、従来の100°C前後の廃熱を利用したアンモニア/水の発電システムに比べるとその温度変化は小さいが、利用できる温度差が、15°Cから25°Cと小さいために、その影響は大きくなる。

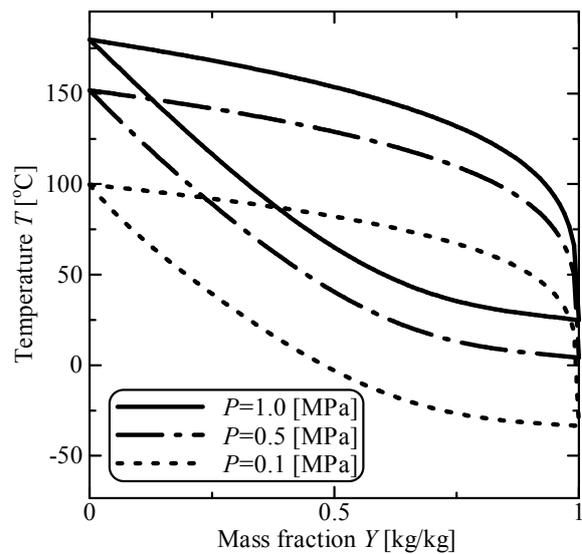


Fig.1 T-y Diagram

2.2 アンモニア/水を用いた熱交換器内の温度変化

図2(a)および図2(b)にアンモニア/水を作動流体として用いた場合の熱交換器内の温度変化を概念的にT-X線図およびT-Q線図で示す。両図とも、上部の実線と1点破線が、蒸発器内の温海水と作動流体の温度変化を示し、下部の2点破線と実線が、凝縮器内の作動流体と冷海水の温度変化を示している。サイクル熱効率を高めるためには、熱交換器の伝熱性能を向上させて、これらの熱源と作動流体の温度差を小さくすることが重要となる。

従来から熱交換器内の温度変化は、図2(a)に示されるようにT-X線図で示され、その熱源温度と作動流体温度

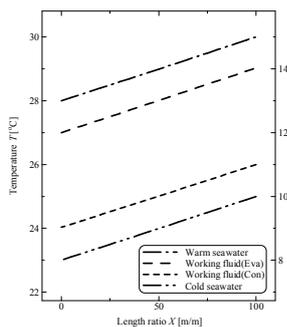


Fig.2(a) T versus X

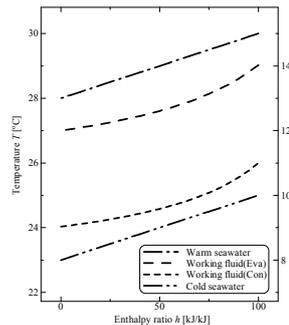


Fig.2(b) T versus Q

の温度差の評価に LMTD が用いられてきた。一方、図 2(b)に示すように、アンモニア/水の温度変化を T-Q 線図として示すと、蒸発器内は、熱交換器の出入口の間で熱源と作動流体の温度差が最も大きくなり、凝縮器内では小さくなる点が存在することがわかる。特に、凝縮器では、このピンチポイントは、出入口の温度だけでは評価できず、熱交換器の性能を限定してしまう場合があることが確認できる。これらの特性は、純アンモニアにおいては現れない。そこで、本研究では、これらの問題を解決する方法として、アンモニア/水を用いた評価方法に GMTD を導入し、LMTD との比較を行いながらその有効性について検討する。

3. 平均温度差の定義

アンモニア/水を用いた熱交換器の内の温度差の評価に GMTD 法を導入するにあたって、本節では、従来の対数平均温度差(LMTD)である ΔT_{LMTD} と一般化平均温度差(GMTD) ΔT_{GMTD} について比較して示す。

3・1 対数平均温度差の導出⁽²⁾ 図 3 に向流型熱交換器における流体温度の分布を横軸に距離をとり概念的に示している

隔板上の任意の位置における微小部分(幅: dx , 奥行き: 単位長さ)を通して高温流体から低温流体へ伝えられる伝熱量 dQ は、熱通過係数を K とすると微小部分の面積が dA であるので、

$$dQ = K \{T_H(x) - T_L(x)\} dx \quad (1)$$

となる。このとき、熱通過係数 K など物性値が関与する係数が一定とすると、高温流体は dx の区間を通過する間にこの分だけ熱エネルギーを失い、低温流体は dx の区間を通過する間に同じ量の熱エネルギーを受け取ることから、高温流体の混合平均温度の変化 dT_H および低温流体の混合平均温度の変化 dT_L より、高温流体と低温流体の間の温度差 $(T_H - T_L)$ に関する次の方程式が得られる。

$$dT_H - dT_L = d(T_H - T_L)$$

$$= -\left(\frac{K}{\dot{m}_H c_H} - \frac{K}{\dot{m}_L c_L}\right)(T_H - T_L) dx \quad (2)$$

高温流体と低温流体間で熱交換を行う際の両流体間の温度差が位置の関数として求められたので、これを流路入口から出口まで積分することで、総熱交換量 Q を評価することができる。すなわち、流路の入口・出口間の距離を L とすれば、

$$Q = \int_0^L K(T_H - T_L) dx$$

$$= K \frac{(T_{HI} - T_{LO}) - (T_{HO} - T_{LI})}{\ln \frac{(T_{HI} - T_{LO})}{(T_{HO} - T_{LI})}} L$$

$$= K \Delta T_{LMTD} L \quad (3)$$

である。このとき、仮想的な平均温度差、いわゆる対数平均温度差 ΔT_{LMTD} は次のようになる。

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{HI} - T_{LO}) - (T_{HO} - T_{LI})}{\ln \frac{(T_{HI} - T_{LO})}{(T_{HO} - T_{LI})}} \quad (4)$$

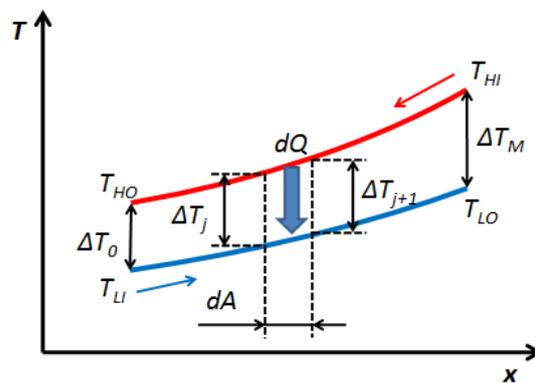


Fig.3 Schematic flow diagram of Kalina cycle

3・2 一般化平均温度差の導出⁽¹⁾ 熱交換器内で流体の物性値が変化することを考慮する場合、図 3 に示す器内の微小伝熱要素 $x \sim x+dx$ では次式が成立する。ここで、 U_i は一定と限定されない局所での熱通過係数である。

$$dQ = U_i dA \Delta T \quad (5)$$

式 (5) を積分型に直して、

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \int_0^{A_i} U_i dA_i \quad (6)$$

ここで、一般化平均温度差 ΔT_{GMTD} を次式で定義する。

$$\frac{1}{\Delta T_{GMTD}} = \frac{1}{Q_0} \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} \quad (7)$$

さらに、温度積分式(7)は次式で近似する。

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \sum_{j=1}^M \frac{2q}{(\Delta T_j - \Delta T_{j+1})} \quad (8)$$

よって、 ΔT_{GMTD} は、次式で近似することができる。

$$\Delta T_{GMTD} = \frac{M}{\sum_{j=1}^M \frac{2}{(\Delta T_j - \Delta T_{j+1})}} \quad (9)$$

4. GMTD と LMTD の比較

4・1 純アンモニアとアンモニア/水の比較 図4に純アンモニアおよびアンモニア/水の場合の蒸発器および凝縮器における LMTD および GMTD の評価の比較の一例を、温海水入口温度が 30℃および冷海水入口が 8℃に対して熱源温度変化 2℃、アンモニア/水の組成が $y=0.95$ の場合について示す。表1に、このときの入力条件を示す。計算は、表1に示す入力条件に対して、作動流体の温度を 0.1℃刻みで与えそのときの LMTD および GMTD を算出した。図から、純アンモニアの場合、LMTD および GMTD の値は全く同じとなるが、アンモニア/水では、それぞれ異なる値となっている。特に、蒸発器では、GMTD が、LMTD よりいずれの条件でも大きくなり、凝縮器では、GMTD が、LMTD よりいずれの条件でも小さくなることわかる。

4・2 流量比の GMTD と LMTD への影響

図5 および図6に、アンモニア/水の場合の作動流体流量 (m_{WF}) に対する熱源流量 (m_S) の流量比 γ ($=m_{WF}/m_S$) を変化させ、アンモニア/水の組成が一定の場合に、最も GMTD と LMTD を小さいことができる作動流体圧力に対する GMTD と LMTD の比較の一例をそれぞれ蒸発器と凝縮器に対して示している。このとき、アンモニア/水の組成は $y=0.95$ である。蒸発器における条件は、温海水入口温度 30℃および出口 28℃で、作動流体の入口条件は飽和液とした。凝縮器における条件は、冷海水入口温度 8℃および出口 10℃で、作動流体の出口条件は飽和液とした。図中には、同条件下において最も GMTD と LMTD を小さくできる作動流体圧力を併せて示している。

図5より、蒸発器において、いずれの流量比の条件でも、GMTD が LMTD より小さくなっている。各値とも γ の増加とともに、急激に小さくなっている。この条

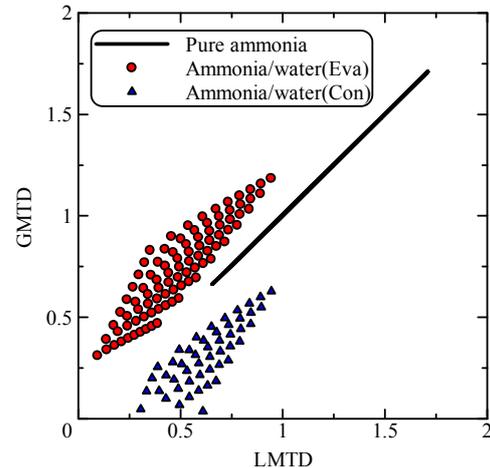


Fig. 4 GMTD versus LMTD

Table 1 Calculation conditions

Parameter	Value
Warm source inlet temperature [°C]	30
Warm source outlet temperature [°C]	28
Cold source inlet temperature [°C]	8
Cold source outlet temperature [°C]	10
Pure ammonia temperature in Evaporator [°C]	27~27.9
Pure ammonia temperature in Condenser [°C]	10.1~11
Ammonia/water inlet temperature in Evaporator [°C]	27~27.9
Ammonia/water outlet temperature in Evaporator [°C]	29~29.9
Ammonia/water inlet temperature in Condenser [°C]	8.1~9
Ammonia/water outlet temperature in Condenser [°C]	10.1~11
Evaporator inlet mass fraction [NH ₃ kg/kg]	0.95

件では、ピンチポイントが温海水入口部になっている。この状態を State A とする。 $\gamma=0.013$ 付近で、GMTD と LMTD は、ともに最も小さくなっている。この条件では、ピンチポイントが温海水の出入口の両端になっている。この状態を State B とする。 γ が State B より大きくなるとわずかながら GMTD と LMTD は大きくなっている。この条件では、ピンチポイントは温海水の出口温度になっている。この状態を State C とする。State B までは、蒸発器内の作動流体圧力は急激に上昇するが、その後穏やかな変化である。

図 6 から、凝縮器において、流量比 γ が 0.013 より小さい範囲では、GMTD が LMTD より小さく、0.013 より大きい場合は、GMTD が LMTD より大きくなっている。両値とも γ の増加とともに、GMTD は $\gamma=0.005$ 、LMTD は $\gamma=0.013$ までは急激に小さくなっている。これらの条件では、ピンチポイントが冷水入口部になっている。この状態を State A とする。GMTD は、 γ が 0.005 から 0.013 付近で、LMTD は $\gamma=0.013$ で最も小さい値を示している。

この条件では、ピンチポイントが冷水の出入口の両端ではなく出入口の間になっている。この状態を State B とする。 γ が State B より大きくなるとわずかながら GMTD と LMTD は大きくなっている。この条件では、ピンチポイントは冷水の出口温度になっている。この状態を State C とする。凝縮器内の作動流体圧力は蒸発器に比べて、 γ とともに緩やかに上昇する。

図 7(a)および(b)に、蒸発器および凝縮器における State A State B および State C の一例を、組成が $\gamma=0.95$ と $\gamma=0.80$ にしてそれぞれ示す。 $\gamma=0.8$ の方が、 $\gamma=0.95$ より相変化の際の温度変化が大きいので、作動流体の温度変化も大きくなっている。

4・3 凝縮器におけるピンチポイントへの組成の影響

図 8 は、凝縮器におけるピンチポイントにアンモニア/水の組成がどのように影響するか明らかにするために、各組成に対して流量比 γ ($=m_{WF}/m_C$) と GMTD を最小にする凝縮器内作動流体の圧力を示す。すなわち、凝縮器内

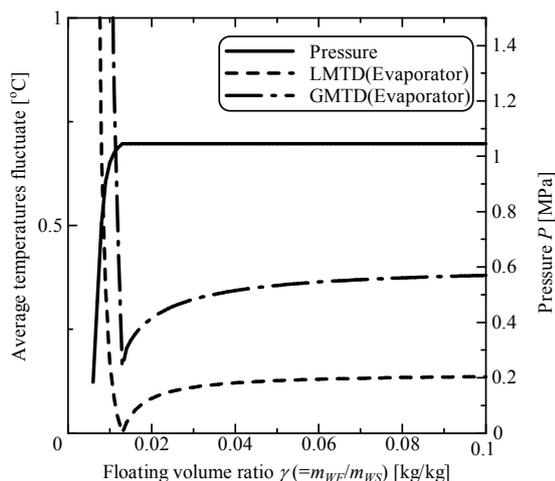


Fig. 5 ΔT versus γ (Evaporator)

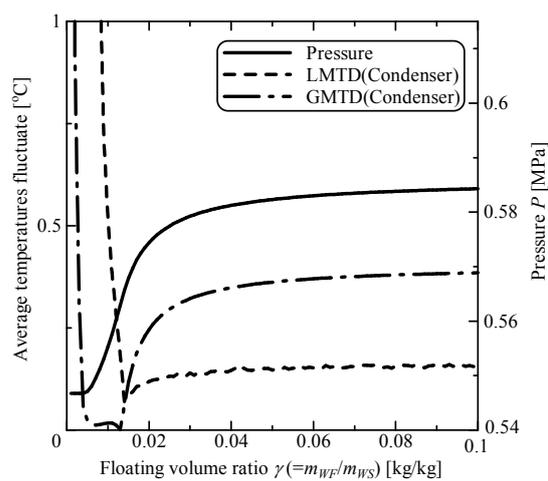


Fig. 6 ΔT versus γ (Condenser)

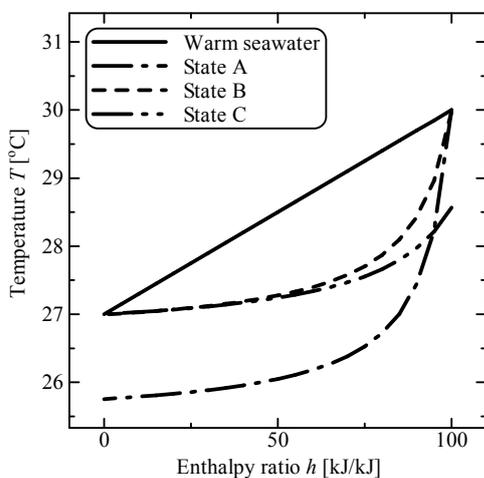


Fig. 7(a)-1 T versus h ($\gamma=0.95$ [kg/kg])

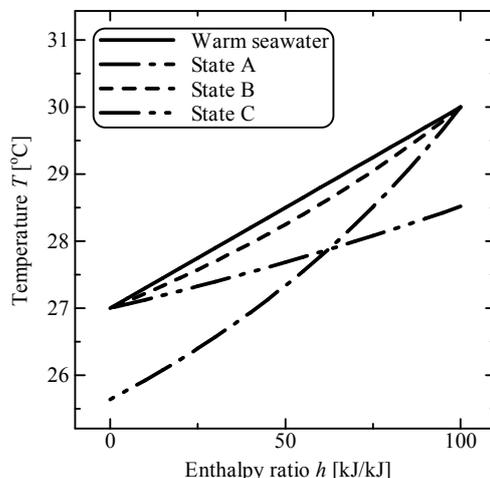


Fig. 7(a)-2 T versus h ($\gamma=0.80$ [kg/kg])

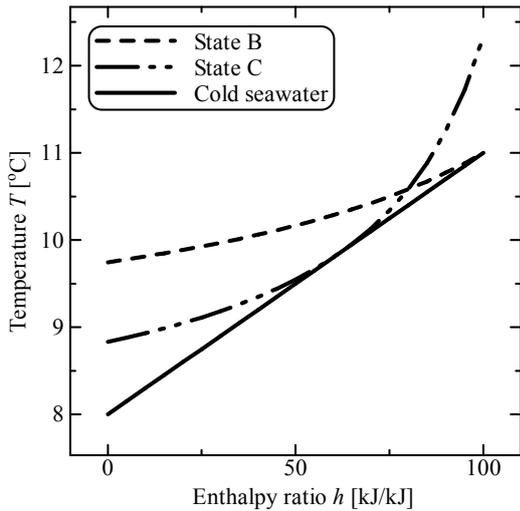


Fig. 7(b)-1 T versus h ($y=0.95$ [kg/kg])

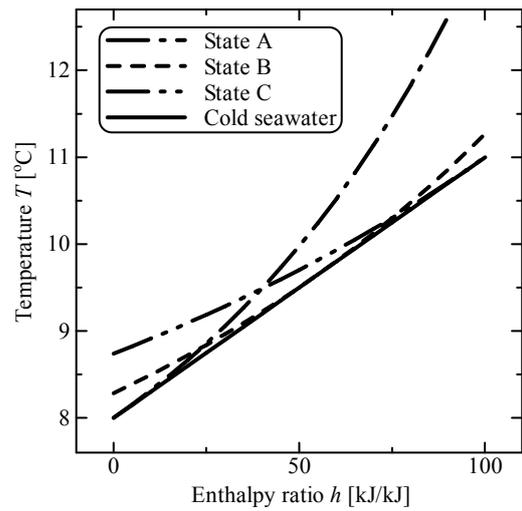


Fig. 7(b)-2 T versus h ($y=0.80$ [kg/kg])

で作動流体温度が冷水温度以下にならない下限の圧力の一例を示している。計算条件は、この図は、4.2節と同様な手法で冷水入口温度 8°C 、出口温度 11°C に対して示している。図から、組成 y が低くなるにつれて、State B の流量比 γ が徐々に大きくなっていることがわかる。これは、組成 y が小さくなると作動流体の温度変化が大きくなるからである。さらに、組成が低くなるにつれて State A と State C の下限の圧力の差は小さく、State B の圧力の変化は小さくなることが確認できる。組成 y が小さいほど大きな流量比 γ で、State B になることがわかる。

4.4 凝縮器におけるピンチポイントへの冷海水の温度変化の影響

図9は、凝縮器におけるピンチポイントに冷海水の温度変化がどのように影響するかを明らかにするために、各組成に対して流量比 γ ($=m_{WF}/m_{CS}$) と GMTD を最小にする凝縮器内作動流体の圧力を示す。すなわち、凝縮器内で作動流体温度が冷水温度以下になら

ない下限の圧力を種々の冷海水温度変化に対する一例として示している。計算条件は、4.2節と同様な手法で冷水入口温度 8°C およびアンモニア/水の組成が $y=0.95$ の場合について、冷海水温度変化が 2°C から 5°C の結果について示す。図9から、熱源温度差が大きくなるにつれて、State B の範囲が広がっていることがわかる。さらに、熱源温度差が大きくなるにつれて、State C の下限の圧力が高くなることが確認できる。なお、いずれの条件でも State A の流量比 γ は、ほとんど同じ値である。

5. サイクル計算における GMTD

サイクル計算において熱交換器の伝熱性能を GMTD および LMTD で評価した場合の相違を明らかにすることにより、それぞれの特性を検討する。

図10に、本研究で対象としたアンモニア/水を作動流体として用いたカーリーナサイクルのOTECのフロー線図

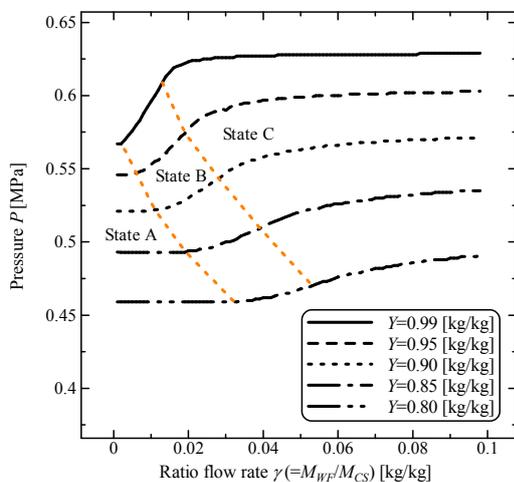


Fig. 8 P versus γ

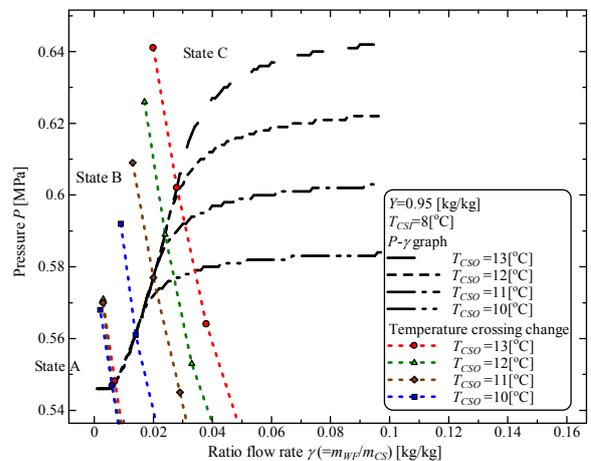


Fig. 9 P versus γ

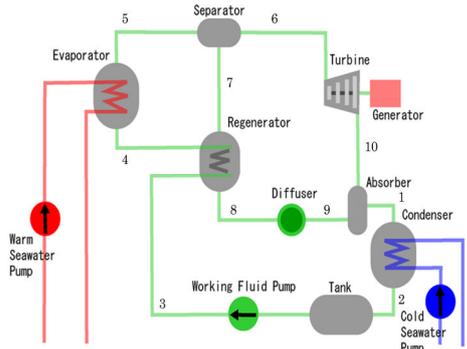


Fig. 10 Schematic flow diagram of kalina cycle

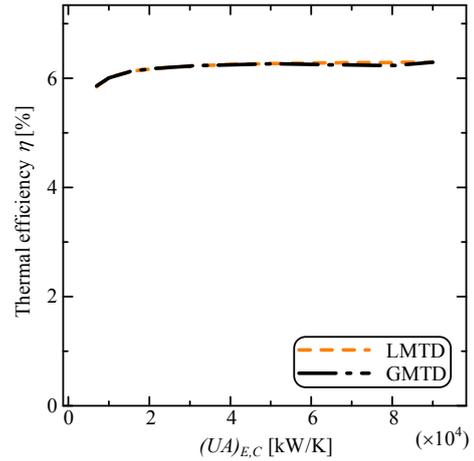


Fig. 11 P versus $(UA)_{EC}$

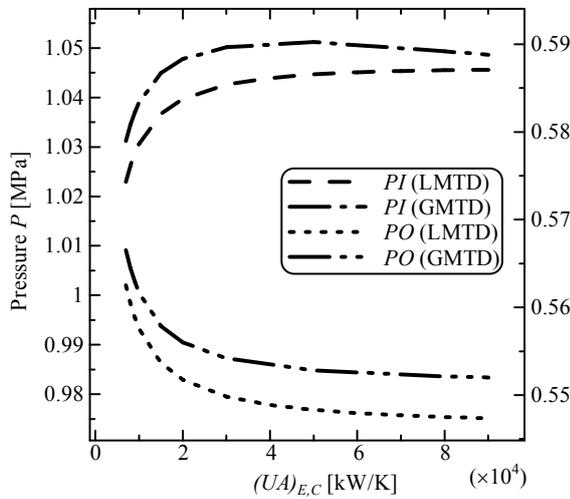


Fig. 12(a) P versus $(UA)_{EC}$

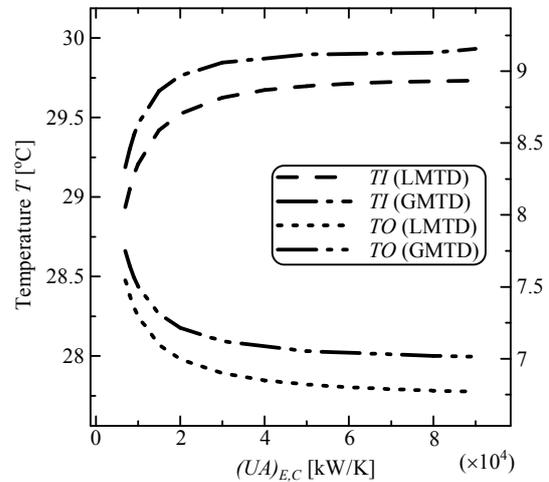


Fig. 12(b) T versus $(UA)_{EC}$

を示す。図 11 は、カリナサイクルのサイクル計算において、LMTD を使った場合と GMTD を使った場合のサイクル熱効率の比較の一例を蒸発器と凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{EC}$ に対してそれぞれ示している。図 12(a) および (b) は、図 11 のときのタービン出入口圧力およびタービン出入口温度を示している。このサイクル計算は、温水入口温度 30°C 、冷水入口温度 8°C 、組成 0.95 kg/kg 、作動流体流量 10 kg/s 、温水流量 780 kg/s 、冷水流量 1220 kg/s 、再生器の伝熱性能 $(UA)_{RG} = 100 \text{ [kW/K]}$ を基本条件とし、蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{EC}$ を $7,000 \sim 90,000 \text{ [kW/K]}$ とそれぞれ変化させて計算を行った。サイクル熱効率においては、大きな違いは確認されなかったが、 $(UA)_{EC}$ の増加に伴い、タービンの出入口圧力および温度差は大きくなっている。GMTD のタービン出入口圧力および温度はいずれの条件でも LMTD のものより大きくなっていることがわかる。これは、同じ出入口温度条件で、蒸発器では GMTD が大きく、凝縮器では小さ

くなるためである。同じ $(UA)_{EC}$ に対して GMTD によるサイクル計算の各状態点は、蒸発器では LMTD より圧力で 20 kPa 、温度で 0.5°C 程度、凝縮器では圧力で 5 kPa 、温度での差が、 0.5°C 程度の差が確認された。

6. 実験における GMTD

熱交換器の性能評価における GMTD と LMTD の特性の違いを明らかにするために、アンモニア/水を作動流体として用いた OTEC 実験に適応して検討する。

6.1 実験方法および実験条件 図 13 に本研究で使用したアンモニア/水を作動流体として用いた OTEC のフロー線図を示す。サイクル特性と熱交換器の評価の関係を明らかにするために、作動流体の流量を変化させて実験を行った。実験装置は、 30 kW 海洋温度差発電実験装置を用いた。表 2 に主な実験条件を示す。蒸発器のサイクルに与える特性を明らかにするために、温水の温度お

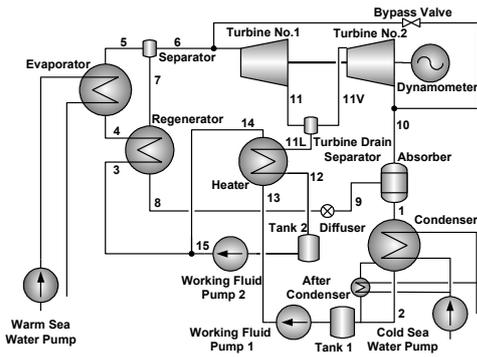


Fig. 13 Schematic flow diagram of OTEC

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Value
Warm source inlet temperature [°C]	31
Warm source volumetric flow rate [m ³ /h]	400
Cold source inlet temperature [°C]	8
Cold source volumetric flow rate [m ³ /h]	400
Opening ratio of governor [%]	25
Evaporator inlet mass flow rate [t/h]	5,6,7,8,9,10,12
Evaporator inlet mass fraction [NH ₃ kg/kg]	0.98

よび流量を変化させて実験を行った、本報では温水温度 31°C、温水流量400m³/h、冷水温度10°C、冷水流量400m³/h、組成 $y=0.98\text{kg/kg}$ を基本条件とし、作動流体流量を変化させて実験を行った。タービン効率の影響を少なくするとともに、広い条件範囲での実験を可能にするために、タービン入口静翼角度調節用ガバナ開度が、25%となるように発電機によるタービンへの負荷を調整した。実験は15分の定常運転を行い、その算術平均値を用いて解析を行った。なお、アンモニア/水の物性値はM-PROPATH(Ibrahim and Kelein)⁽³⁾を用いて計算を行った。

6・2 実験における GMTD と LMTD 図14に実験から得た作動流体流量に対する正味出力の変化を示す。図15に図14のときの蒸発器および凝縮器におけるLMTDおよびGMTDを示す。図14から作動流体流量の増加とともに正味出力は上昇しているが、作動流体が6~7t/hをピークに減少している。図15から作動流体流量の増加とともに蒸発器および凝縮器でのLMTDおよびGMTDの値が近づいていることがわかる。熱源に対して作動流体流量が多くなると、熱交換器における作動流体の温度差が小さくなる。そのため、熱交換器内での作動流体の物性値の変化が小さくなり、LMTDとGMTDの値が近付いたものと考えられる。これらの結果より、実

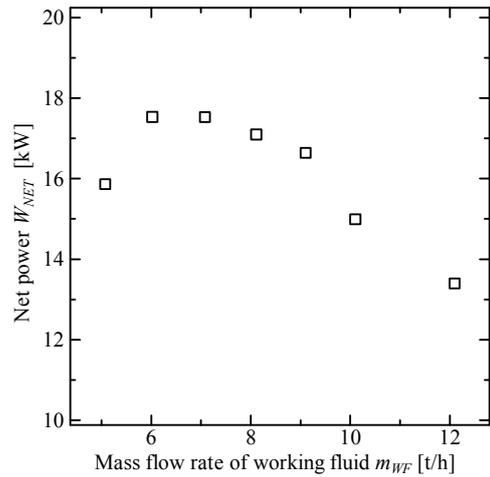


Fig. 14 W_{NET} versus m_{WF}

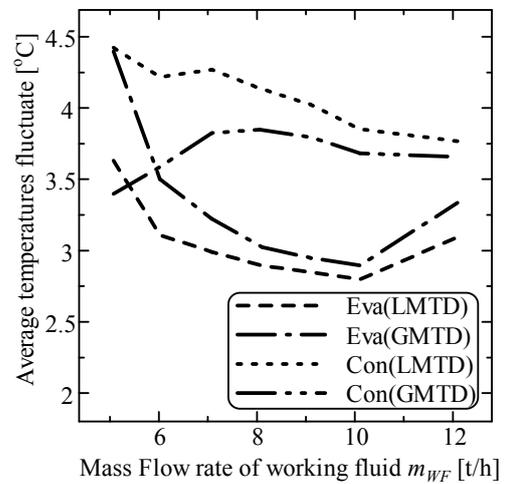


Fig. 15 ΔT versus m_{WF}

験における GMTD と LMTD の評価の違いは、熱交換器内の物性値の変化の影響を大きく受けることがわかる。

7. 結論

本研究では、アンモニア/水を用いた海洋温度差発電の熱交換器の特性の解明およびその評価方法の確立を目的として、その評価に GMTD を導入して解明を行い、下記のことが明らかになった。

1. 純アンモニアに LMTD 法および GMTD 法をそれぞれ導入した場合、値は全く同じであるが、アンモニア/水に適応した場合は、蒸発器では GMTD が大きく、凝縮器では LMTD が大きいことが明らかになった。
2. サイクル計算において、GMTD と LMTD はサイクル効率にはほとんど影響しないが、温度および圧力等には、5~20 kPa および 0.5°C 程度の差が確認された。

3. アンモニア水を用いた OTEC 実験データに対して適応した場合, 熱交換器での LMTD と GMTD が大きく異なる条件では, 熱交換器内で物性値が大きく変化していることがわかった。

文 献

- (1) Motoaki UTAMUTA, Konstantin NIKITIN and Yasuyoshi KATO, Generalization of Logarithmic Mean Temperature Difference Method for Heat Exchanger Performance Analysis, Thermal Science & Engineering, Vol. 15, No.3 (2007) , pp. 163-172.
- (2) The Japan Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer, (2006), pp. 183-186.
- (3) PROPATH group, A Program Package of Thermo-physical Properties of Fluids, Version11.1, PROPATH Group.