ウエハラサイクルを用いた海洋温度差発電における最適抽気条件*

野田 信雄^{*1}, 池上 康之^{*2}

Optimum Extraction Condition of Uehara Cycle under OTEC Condition

Nobuo NODA and Yasuyuki Ikegami^{*3}^{*3} Institute of Ocean Energy, Saga University, 1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga, 840-8502 Japan

The purpose of this paper is to explain the optimum extraction condition of Uehara cycle under Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). We studied about the optimum condition of extraction which makes cycle efficiency highest, because cycle efficiency depends on condition of extraction. And we studied about influence of the performance of the regenerator to the cycle efficiency.

Key Words: Ocean Thermal Energy Conversion, Thermodynamics, Thermal Efficiency, Working Fluid, Natural Energy, Ocean Engineering, Power System, Binary Mixture, Ammonia/Water

1. 緒 言

近年地球温暖化が深刻化するなか、その原因として石炭・石油等の化石燃料の大量消費による二酸化炭素排出が大きな問題となっている。これらエネルギー問題や、環境問題解決の一つとして自然エネルギーを利用して発電を行う方法が取り上げられている。この状況の中でも海洋温度差発電(OTEC)は21世紀のエネルギー供給を担う発電として注目されている。一方、海洋温度差発電は利用することができる高熱源と低熱源との熱源間の温度差が火力発電や原子力発電に比べて非常に小さいために原理的にサイクル熱効率が小さくなる。そのため、発電量あたりの設備投資が高くなり、少しでもサイクル熱効率を上げることが実用化へ向けての重要な課題となっている⁽¹⁾。

従来、海洋温度差発電の研究ではアンモニア純媒体を作動流体とするランキンサイクルを用いるのが一般的であったが、1987年に Kalina によってアンモニア/水の非共沸混合媒体を作動流体とするカリナサイクルが提案され、熱交換器における熱源と作動流体との不可逆損失が減少できるために発電端出力がアンモニア純媒体を用いるランキンサイクルと比べ飛躍的に向上することが示された^{(2)~(4)}。一方、上原らは、アンモニア/水を作動流体として用い、タービン途中から蒸気の一部を抽出し、凝縮器の負荷を低減することでサイクル熱効率が更に向上するウエハラサイクルを提案して

いる⁽⁵⁾。

現在、佐賀大学ではインドと共同でインド沖に1000kW規模の海洋温度差発電実証プラント(ランキンサイクル)を建設中であり、今後ウエハラサイクルを用いた実証プラントも計画中である。一方、これまでウエハラサイクルのサイクル効率を最大にする条件として各構成機器の設計および運転条件について諸処の検討が行われ運転条件などが明らかにされてきた⁽⁶⁾。これらのウエハラサイクルに関する従来の研究において、タービンから抽気を行う条件は、従来の一般的な蒸気タービンで用いられてきた最適抽気条件が用いられてきた。しかし、ウエハラサイクルではアンモニア/水の混合媒体を用いるために、組成まで考慮した抽気方法の検討が必要である。そこで、本論ではこのウエハラサイクルを用いた海洋温度差発電において抽気がサイクル熱効率に及ぼす影響および、サイクル熱効率を最大にする最適抽気条件について明らかにすることを目的としている。

2. ウエハラサイクル

2.1 サイクルフロー 図1にウエハラサイクルのフロー図を示す。図中の番号(ポイント)は各状態点を示している。なお本論では、高圧側タービンを1段目タービン、抽気後の低圧側タービンを2段目タービンと呼称する。作動流体ポンプに対しては低圧側を1段目ポンプ、高圧側を2段目ポンプとする。サイクルはサイクル内のアンモニア/水の作動流体は蒸発器で

* 原稿受付 2002年7月15日。

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター。^{*2} 正員、佐賀大学海洋エネルギー研究センター(☎840-8502 佐賀市本庄町1)。

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

主な記号

A	伝熱面積
h	比エンタルピー
m	質量流量
P	圧力
Q	熱量
r	比
s	比エントロピー
T	温度
U	熱通過係数
w	質量流量比
y	組成 (アンモニア質量分率)
ΔT_m	対数平均温度差
η	効率

添え字

B	沸騰
C	凝縮器
E	蒸発器
Ex	抽気
Max	最大, 最高
opt	最適
pw	作動流体ポンプ
R	再生器
tb	タービン
th	熱力学的
wf	作動流体
1	吸収器出口, 凝縮器入口
2	凝縮器出口, 1 段目ポンプ入口
3	2 段目ポンプ出口, 再生器低熱源側入口
4	再生器低熱源側出口, 蒸発器入口
5	蒸発器出口, 気液分離器入口
6	分離器蒸気側出口, 1 段目タービン入口
7	分離器液側出口, 再生器高熱源側入口
8	再生器高熱源側出口, 減圧弁入口
9	減圧弁出口, 吸収器液側入口
10	2 段目タービン出口, 吸収器蒸気側入口
11	1 段目タービン出口, 加熱器抽気側入口
12	加熱器抽気側出口
13	1 段目ポンプ出口, 加熱器ポンプ側入口
14	加熱器 1 段目ポンプ側出口
15	2 段目ポンプ入口

温められ気液混合状態で蒸発器出口 (ポイント 5) を出て気液分離器に入る。気液分離器で作動流体は飽和液と飽和蒸気とに分離され, 蒸気は分離器蒸気側出口 (ポイント 6) から 1 段目タービンへ送られ仕事をす

Fig. 1 ウエハラサイクル

る。1 段目タービンで仕事をした蒸気の一部は抽気ラインから抽気されて加熱器へと送られる。残りの蒸気は 2 段目タービンで仕事をし吸収器へと送られる。一方, 気液分離器にて分離された液は再生器へと送られそこで蒸発器に入る前の作動流体と熱交換をし減圧弁を通して吸収器へと送られる。吸収器では減圧弁を通して減圧された液がタービンで仕事をした蒸気を吸収し気液混合状態となって凝縮器へと送られる。凝縮器で冷やされた作動流体は飽和液となって 1 段目ポンプへと送られる。1 段目ポンプで昇圧された作動流体は 2 段目タービン入口前で抽気された蒸気と加熱器で熱交換して温められ, 更に抽気された蒸気と混合する。その後, 作動流体は 2 段目ポンプで昇圧され再生器へと送られる。再生器では熱回収のため気液分離器で分離された液と熱交換を行い, 再び蒸発器へと送られる。

2.2 計算方法 ウエハラサイクルの各状態点を求めるサイクルの計算においては, 蒸発器出口温度 T_5 , 1 段目タービン入口圧力 P_6 , 凝縮器出口温度 T_2 , 蒸発器入口組成 y_5 , 抽気圧力 P_{Ex} , 抽気量比 w_{Ex} , 再生器の伝熱性能 (UA/Q) をパラメータとして与え, 各状態点におけるエネルギーバランス, 質量バランスなどの関係より, 各物理量を求めた。これらのパラメータの選定には実際のプラントでの制御性, 若しくは制御しやすい物理量を考慮して選んだ。アンモニア/水の物性値の算出には M-Propath⁽⁷⁾を使用した。本論では組成 y はアンモニアの質量分率を示す。ここで抽気量比 w_{Ex} は蒸発器出口を流れる作動流体質量流量 m_{wf} に対する抽気量 m_{Ex} の質量流量比として, 次式で定義する。

$$w_{Ex} = m_{Ex} / m_{wf} \quad (1)$$

本論では各点における質量流量比 w は式 (1) のように蒸発器出口を流れる作動流体質量流量 m_{wf} に対する

質量流量 m として次式で定義する.

$$w = m/m_{wf} \quad (2)$$

サイクルの計算において以下の仮定を行った.

1. 凝縮器出口では, 作動流体は飽和液となる
2. 気液分離器では, 飽和蒸気と飽和液に完全に分離
3. タービンおよびポンプでは断熱膨張および断熱圧縮 (等エントロピー変化)
4. 減圧弁では等エンタルピー変化
5. ポンプ入口では飽和液または過冷液

2.2.1 各状態点の計算 ウエハラサイクルの主な状態点は前述の仮定を用いて以下のようにして求める.

蒸発器出口 (ポイント 5) の状態点は蒸発器出口温度 T_5 , 蒸発器出口圧力 $P_5 = P_6$, 組成 y_5 より求める.

気液分離器蒸気側出口 (ポイント 6) および気液分離器液側出口 (ポイント 7) の状態点は, 蒸発器出口温度 $T_7 = T_6 = T_5$ および 1 段目タービン入口圧力 $P_7 = P_6$ を用いて気液平衡から, 飽和蒸気組成 y_6 および飽和液組成 y_7 を求める. なお作動流体の 1 段目タービン入口流入流量 m_{ib} の作動流体質量流量 m_{wf} に対する質量流量比, いわゆる 1 段目タービン入口流入量比 w_{ib} はこれらの組成を用いて次式で求めることができる.

$$w_{ib} = \frac{m_{ib}}{m_{wf}} = \frac{y_5 - y_7}{y_6 - y_7} \quad (3)$$

凝縮器出口 (ポイント 2) の状態点は, 凝縮器出口温度 T_2 , 凝縮器出口組成 y_2 より状態点を飽和液として求める. y_2 は吸収器における質量バランスより抽気量比 w_{Ex} を用いて次式で求められる.

$$y_2 = \frac{y_6(w_{ib} - w_{Ex}) + y_7(1 - w_{ib})}{1 - w_{Ex}} = \frac{y_5 - y_6 w_{Ex}}{1 - w_{Ex}} \quad (4)$$

式 (4) および $y_6 > y_5$ より, 抽気量比 w_{Ex} が大きくなると凝縮器出口での組成 y_2 は小さくなり, 凝縮温度 T_2 に対する飽和圧力 P_2 が下がることがわかる.

1 段目タービン出口 (ポイント 11) の状態点は, 1 段目タービン入口状態点 (気液分離器蒸気側出口) が抽気圧力 $P_{11} = P_{Ex}$ まで等エントロピー変化 ($s_{11} = s_6$) するとして求める.

2 段目タービン出口 (ポイント 10) の状態点は, 2 段目タービン入口状態点が凝縮圧力 $P_{10} = P_2$ まで等エントロピー変化 ($s_{10} = s_{11}$) するとして求める.

1 段目ポンプ出口 (ポイント 13) の状態点は, 凝縮器出口の飽和液が抽気圧力 $P_{13} = P_{Ex}$ まで等エントロピー変化 ($s_{13} = s_2$) するとして求める.

加熱器出口 (ポイント 12 および 14) の状態点の計算は, 仮定で示したように, ポンプ 2 の入口で混合された作動流体は飽和液または過冷液になるとして行った.

ポンプ 2 入口 (ポイント 15) で抽気された蒸気と混合した作動流体のエンタルピー h_{15} は次式より求める.

$$\begin{aligned} h_{15} &= w_{Ex} h_{12} + (1 - w_{Ex}) h_{14} \\ &= w_{Ex} h_{11} + (1 - w_{Ex}) h_{13} \end{aligned} \quad (5)$$

求められた h_{15} , 圧力 $P_{15} = P_{Ex}$, 組成 $y_{15} = y_5$ から状態点を計算する.

2 段目ポンプ出口 (ポイント 3) の状態点は, 2 段目ポンプ入口 (ポイント 15) の作動流体が抽気圧力から 1 段目タービン入口圧力 $P_3 = P_6$ まで等エントロピー変化 ($s_3 = s_{15}$) するとして求める.

再生器出口 (ポイント 4 および 8) の状態点は, 再生器低熱源側および高熱源側入口状態点 (ポイント 3 および 7), 再生器高熱源側と低熱源側作動流体の質量流量比, ヒートバランス, 伝熱性能 ($(UA/Q) = 1/\Delta T_{mR}$) から次式を用いて求める.

$$h_4 - h_3 = (h_7 - h_8)(1 - w_{ib}) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{mR} &= 1/(UA/Q) \\ &= (\Delta T_a - \Delta T_b)/(\log(\Delta T_a/\Delta T_b)) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\Delta T_a = T_7 - T_4, \Delta T_b = T_8 - T_3$$

ここで ΔT_{mR} は, 向流型再生器の対数平均温度差であり, 式 (6) および式 (7) を満足するように T_4 および T_8 を求める.

減圧弁出口 (ポイント 9) の状態点は, 減圧弁前後で等エンタルピー変化 ($h_9 = h_8$) するとして求める.

吸収器出口 (ポイント 1) では, エンタルピー h_1 は減圧弁を通ってきた液がタービンで仕事をした蒸気を吸収するとして次式より計算する.

$$(1 - w_{Ex}) h_1 = (w_{ib} - w_{Ex}) h_{10} + (1 - w_{ib}) h_9 \quad (8)$$

式 (8) より求めた h_1 , 圧力 $P_1 = P_2$, 組成 $y_1 = y_2$ から吸収器出口の状態点が求められる.

2.2.2 サイクル熱効率 ウエハラサイクルのサイクル熱効率 η_{th} は, 凝縮器および蒸発器の交換熱量を用いて次式で表される.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_C}{Q_E} \quad (9)$$

$$Q_E = m_{wf}(h_5 - h_4) \quad (10)$$

$$Q_C = (m_{wf} - m_{Ex})(h_1 - h_2) \quad (11)$$

上式より抽気量 m_{Ex} を増やすことで凝縮器での交換熱量が減少し, サイクル熱効率が上昇することがわかる. なお, 本論文ではサイクルの評価を紙面の都合上式 (9) のサイクル効率で行う. なお, 同一熱源量における評価など, 熱源の影響については, 次報において示す.

2.3 計算条件 計算は蒸発器出口温度 $T_5 = 23.0 \sim 30.0[^\circ\text{C}]$, 凝縮温度 $T_2 = 6.0 \sim 12.0[^\circ\text{C}]$, 組成 $y_5 = 0.75 \sim 0.99[\text{kg/kg}]$ で行った. 特に計算結果として蒸発器出口温度 $T_5 = 28.0[^\circ\text{C}]$, 凝縮温度 $T_2 = 8.0[^\circ\text{C}]$, 一段目タービン入口圧力 $P_6 = 0.8[\text{MPa}]$, 組成 $y_5 = 0.9[\text{kg/kg}]$ の場合を基準としている. 計算における再生器の伝熱性能 (UA/Q) は, 各状態点および最適抽気条件に影響を及ぼすため, 広い条件範囲で再生器の影響を調査する必要があるが, 本論では紙面の都合上, 下記に示す極端な2つの条件下で計算を行った.

1. 再生器の伝熱性能が高く, 無限大の場合, 即ち $T_8 = T_3$ となる条件. この条件を Case-H とする.
2. 再生器の伝熱性能が低く, 働いていない場合 (再生器での交換熱量が零) 即ち $T_3 = T_4$ および $T_7 = T_8$ となる条件. この条件を Case-L とする.

なお, 再生器の伝熱性能が及ぼす詳細な影響および現実的な値に対する検討は次報で示す.

2.4 最大抽気量比 計算における抽気量比は零から最大抽気量比まで変化させた. 最大抽気量比はポンプ入口での作動流体は飽和液の場合とした. そこで本論では最大抽気量比 $(w_{Ex})_{Max}$ は飽和液になるまで蒸気を吸収できるという条件から次式より求めた.

$$(w_{Ex})_{Max} = \frac{h_{15B} - h_{14}}{h_{12} - h_{14}} = \frac{h_{15B} - h_{13}}{h_{11} - h_{13}} \quad (12)$$

ここで, h_{15B} は抽気圧力 P_{Ex} , 組成 $y_{15} = y_5$ での飽和液状態のエンタルピー, h_{11} は1段目タービン出口での湿り蒸気状態のエンタルピーである. h_{13} は1段目ポンプ出口のエンタルピーである. この h_{13} は抽気量比の関数となっているため, この点を考慮して解く必要がある. なお, 当然ではあるが抽気量比は1段目タービン流入量比を超えないので, 式(12)の計算で超える場合は最大抽気量比は1段目タービン流入量比 w_{ib} とする.

図2は参考例として抽気圧力 $P_{Ex} = 0.65[\text{MPa}]$ で抽気ラインからの抽気量比とポンプ2入口 (ポイント15) の温度 T_{15} の関係を実線, その抽気圧力での飽和温度 T_{15B} を点線で図示している. すなわち, T_{15B} より高ければ二相状態, 低ければ過冷液状態, 一致すれば飽和液を示す. 抽気量比 w_{Ex} が少ない間はポンプ2入口は過冷液状態であるが, 抽気量比を増加させていくと温度 T_{15} は急激に高くなり抽気量比が $(w_{Ex})_{Max}$ で T_{15} は T_{15B} と一致し作動流体は飽和液状態となる. 更に抽気量比を増やしていくと作動流体は気液混合の二相状態となる. この二相状態は計算仮定において示しているように計算範囲外とする.

3. 結果と考察

3.1 最大抽気量比 図3は抽気圧力 P_{Ex} と最大抽気量比の関係の一例を示す. この図は図2で示した最大抽気量比を抽気圧力毎にプロットしたものである. 抽気圧力は凝縮圧力 P_2 から, 1段目タービン入口圧力 P_6 までとりうる. その時の最大抽気量比 $(w_{Ex})_{Max}$ は式(12)より求めた. この図より抽気圧力が高くなるほど最大抽気量比が大きくなることがわかる. この理由は式(12)より, ポンプ2入口において, 圧力が高ければその点での飽和液状態のエンタルピー h_{15B} も大きくなるからである.

3.2 最適抽気点

3.2.1 抽気量比と最適抽気点 従来のウエハラサイクルの計算では高段側タービン差圧と低段側タービン差圧が等しい条件で計算を行っていた. これは, 一般的な蒸気タービンの再生サイクルでは低段側タービンエンタルピー差と高段側タービンエンタルピー差が等しい場合が最適抽気条件⁽⁸⁾となっており, 等差圧で近似できることから混合媒体の場合にもこの条件をそのまま採用していた. しかし, これは単成分である水蒸気の場合を想定しており, アンモニア/水の二成分系でこの条件が適用できるかは明らかにされていない.

そこでこの節ではウエハラサイクルの最適抽気点の条件を調べるために抽気点の圧力を凝縮圧力 P_2 から一段目タービン入口圧力 P_6 まで, 抽気量比を零から最大抽気量比まで変化させ, その時のサイクル熱効率が最大になる条件を明らかにすることを目的とする. なお, このサイクル熱効率を最大にする抽気圧力および抽気量比の条件を本論では最適抽気点とし, この条件を最適抽気条件とする.

図3より最大抽気量比は抽気圧力に比例して大きくなることがわかる. 図3の $(w_{Ex})_{opt, Case-H}$ と $(w_{Ex})_{opt, Case-L}$ は後述するが図4で再生器性能が最大の場合 ($opt, Case-H$) と最小の場合 ($opt, Case-L$) の最適抽気点を示している.

図4は抽気量比がサイクル熱効率におよぼす影響を蒸発器出口温度 T_5 , 凝縮器出口温度 T_2 , 1段目タービン入口圧力 P_6 , 組成 y_5 , 抽気圧力 P_{Ex} が一定の場合について示した. 図の上部には再生器の伝熱性能が高い場合 (Case-H), 下部は再生器の伝熱性能が低い場合 (Case-L) を示しており, 図中の実線は左から抽気圧力が $0.55, 0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.79[\text{MPa}]$ の場合を表している. ただし図中 Case-H では $0.60[\text{MPa}]$ の代わりに $0.61[\text{MPa}]$ を, Case-L では $0.65[\text{MPa}]$ の代わりに $0.66[\text{MPa}]$ を図示している. この抽気圧力がそれぞれの条件においてサイクル熱効率が最大になる最適抽気

Fig. 2 抽気量比 vs ポンプ 2 入口温度

Fig. 4 抽気量比 vs サイクル熱効率

Fig. 3 抽気圧力 vs 最大抽気量比

圧力である。破線は各抽気圧力に対する最大抽気量比の場合のサイクル熱効率の変化を示している。この図から明らかなように、抽気圧力が低いほど抽気量比に対するサイクル熱効率増加の割合は大きく、抽気圧力が高くなるほどその割合は小さくなる。特に、再生器の伝熱性能が高い Case-H で、抽気圧力 $P_{Ex} = 0.79[\text{MPa}]$ の場合、最大抽気量比 $w_{Ex} = 4.583[\%]$ でサイクル熱効率は $4.167[\%]$ となり、全く抽気しない場合のサイクル熱効率 $4.247[\%]$ と比べても低くなっており、抽気圧力が高い場合には抽気量比を増やせば増やすほどサイクル熱効率が減少していくことがわかる。

Case-H では抽気圧力 $(P_{Ex})_{opt, Case-H} = 0.611[\text{MPa}]$ 、抽気量比 $(w_{Ex})_{opt, Case-H} = 1.728[\%]$ の時サイクル熱効率は $4.291[\%]$ で最大となり、この条件が Case-H の場合の最適抽気点になる。Case-L では抽気圧力 $(P_{Ex})_{opt, Case-L} = 0.661[\text{MPa}]$ 、抽気量比 $(w_{Ex})_{opt, Case-L} = 2.597[\%]$ の時サイクル熱効率は $4.148[\%]$ で最大となり、この条件が Case-L の場合の最適抽気点となる。これらの結果から最適抽気点に再生器性能依存性があることがわかる。

3.2.2 抽気圧力がサイクル熱効率におよぼす影響
再生器の伝熱性能が低い場合 (Case-L), 図 4 より、各抽気圧力に対して抽気量比が多いほどサイクル熱効率が高くなることがわかる。すなわち、この条件下 (Case-L) では、ある抽気圧力で最大抽気量比にしたときにサイクル熱効率は最大になることがわかる。抽気量比が増えることによるサイクル熱効率が高くなる理由としては、抽気することにより凝縮器での作動流体流量比が減少し、凝縮器交換熱量を低減できるためである。また、抽気することにより凝縮器での作動流体組成 y_2 が小さくなり、凝縮温度 T_2 に対する凝縮圧力 P_2 が低下することでタービン出入口差圧、エンタルピー落差が大きくなりタービン出力は増大する。一方、抽気量比が増えることでサイクル熱効率が低くなる理由としては、抽気することにより低段側タービンの出力が減少するためである。これらのメリット、デメリットの兼ねあいで抽気量比に対してサイクル熱効率は凸型となり最適抽気点が存在する。

再生器の伝熱性能が高い場合 (Case-H), Case-L とほぼ同じ傾向を示すが、Case-L とは違って抽気圧力一定条件下で抽気量比を大きくしてもサイクル熱効率が高くなるはず逆に低くなる場合がある。最大抽気量比条件では抽気圧力が最も高い場合にサイクル熱効率は最小になる。これの Case-H の場合、高い抽気圧力で抽気量比が増えるほどサイクル熱効率が低下しているのは、同様に抽気量比が増えるほど再生器低熱源側入口温度 T_3 が高くなり、再生器での交換熱量が小さくなる。この理由でサイクル熱効率が低くなるからである。なお、抽気がサイクル熱効率に及ぼす影響について 本報では紙面の都合上、熱力学の第 1 法則的視点でのみ検討を行ったが、本報の結果と併せてエクセルギー的分析による検討も有効と考えられる。

3.3 1 段目タービン入口圧力依存性

Fig. 5 1段目タービン入口圧力 vs サイクル熱効率

3.3.1 1段目タービン入口圧力とサイクル熱効率
図5は、1段目タービン入口圧力に対するサイクル熱効率の変化を組成0.80から0.99に対して示している。本計算において、抽気圧力および抽気量比は前節で示した最適抽気条件を適用した。再生器伝熱性能が低いCase-Lの場合を実線で、再生器伝熱性能が高いCase-Hの場合是一例として組成が0.90[kg/kg]のみを点線で示している。 $\eta_{th\text{Max}}$ は各組成毎のサイクル熱効率の最大値を実線(Case-L)および点線(Case-H)で図示している。この図より、各組成毎にサイクル熱効率を最大にする最適な1段目タービン入口圧力が存在していることがわかる。

3.3.2 各組成に対する最大サイクル熱効率 表1に図5の場合の各組成において最大効率が得られる条件を示す。項目中、上段は伝熱性能が高いCase-H、下段は再生器伝熱性能が低い場合のCase-Lの場合である。組成が大きくなるほどサイクル熱効率を最大にする1段目タービン入口圧力および抽気圧力も高くなりサイクル熱効率も高くなることわかる。

3.3.3 1段目タービン入口圧力と最適抽気圧力
図6に図5の場合の最適抽気圧力を1段目タービン入口圧力に対して示している。図中の線は図5と同じである。各組成に対してCase-Lでは抽気圧力が高い付近で最適点を得るが、Case-Hでは抽気圧力が低い場合に最適点を得ることがわかる。1段目タービン入口圧力が高くなると、タービンでの熱落差が大きくなるため、同一の蒸気流入量に対してタービン出力が増加するが、一方で蒸発器出口での乾き度が小さくなって、タービンへの蒸気流入量が低下して同一の熱落差に対してタービン出力が減少する。これらの相互関係で最大サイクル熱効率が存在する。

3.4 組成依存性

Fig. 6 1段目タービン入口圧力 vs 最適抽気圧力

Table 1 組成依存性

y	P_6	P_{Ex}	w_{Ex}	η_{th}
[kg/kg]	[MPa]	[MPa]	[%]	[%]
0.80	0.846	0.481	0.491	5.616
	0.794	0.594	2.787	4.406
0.85	0.913	0.520	0.580	5.773
	0.869	0.646	2.986	4.814
0.90	0.971	0.557	0.735	5.929
	0.936	0.692	3.187	5.227
0.95	1.026	0.599	1.027	6.086
	1.000	0.737	3.389	5.640
0.99	1.077	0.662	1.746	6.288
	1.064	0.780	3.610	6.101

3.4.1 組成がサイクル熱効率に及ぼす影響

図7および図8に作動流体組成によるサイクル熱効率および最適1段目タービン入口圧力への影響を示す。カーリーナサイクルの場合を点線で図示しており、いずれの図も上側にCase-H、下側にCase-Lの場合を示している。図7は最適点でのサイクル熱効率を示し、図8にこの場合の1段目タービン入口圧力の組成依存性を示している。ここで、この最適点とは、最適抽気条件において最大のサイクル熱効率を得る1段目タービン入口圧力の条件である。ウエハラサイクルおよびカーリーナサイクルいずれも組成が1.0[kg/kg]のアンモニア純媒体に近づくほどサイクル熱効率が高くなる。これは作動流体が純媒体に近づくことタービンへの蒸気流入量を減らさずに蒸発器出口圧力を高くできるとともに、全作動流体が蒸気になりタービンに流入するからである。また、作動流体のサイクル効率のみの評価で、熱源側を考慮していないためである。再生器の伝熱性能が低ければ、ウエハラサイクルとカーリーナサイクルに差

Fig. 7 作動流体組成 vs サイクル熱効率

Fig. 9 作動流体組成 vs タービンエンタルピー比

Fig. 8 作動流体組成 vs 1 段目タービン入口圧力

が生じるが、再生器の伝熱性能が良くなるにつれてその差は小さくなる。また図より組成が大きくなると再生器の性能依存性も小さくなるのがわかる。図 8 よりタービン入口圧力も組成が大きくなるにつれて高くなっているが、再生器の性能が同じであればウエハラサイクルとカリナサイクルの差は小さくなるのがわかる。

3.4.2 組成がタービンに及ぼす影響 図 9 に図 7 および図 8 の計算条件、すなわち最適点におけるタービン全体でのエンタルピー落差 $h_6 - h_{10}$ に対する低段側タービンにおけるエンタルピー落差 $h_{11} - h_{10}$ の比 $r_{h_{Ex}}$ の組成依存性を示す。エンタルピー比は次式で定義する。

$$r_{h_{Ex}} = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_6 - h_{10}} \quad (13)$$

図中の上側の実線が Case-L の場合、下側が Case-H の場合である。再生器の伝熱性能が低い Case-L の場合には組成依存性が小さくタービンエンタルピー比は約 0.5 であり、一般的な蒸気タービンの再生サイクルでの最適抽気点の結果⁽⁸⁾とほぼ同じであることがわかる。再生器伝熱性能が高い Case-H の場合、組成依存性が大

きくなり、組成が約 0.9[kg/kg] までは 0.1 以下となっており、アンモニア純媒体に近づくと急激に 0.5 へと近づいている。

 Table 2 温度依存性 ($y_5 = 1.0$ [kg/kg])

T_5 [°C]	T_2 [°C]	w_{Ex} [%]	$r_{P_{Ex}}$ [%]	$r_{h_{Ex}}$ [%]	η_{th} [%]
23	6	3.22	44.4	50.6	5.65
	8	2.87	45.1	50.5	4.99
	12	2.13	46.5	50.4	3.68
28	6	4.20	42.9	50.8	7.16
	8	3.85	43.6	50.7	6.52
	12	3.12	45.0	50.6	5.23
30	6	4.59	42.4	50.9	7.74
	8	4.24	43.1	50.8	7.11
	12	3.52	44.4	50.7	5.84

3.5 温度依存性 表 2 にアンモニア純媒体を作動流体として用いた場合の再生サイクルにおける最適抽気条件、および表 3, 4 にウエハラサイクルにおける最適抽気条件の結果を示す。計算条件は最適抽気条件の温度依存性を明らかにするために、いずれの場合も蒸発器出口温度 T_5 が 23.0, 28.0, 30.0[°C]、凝縮器出口温度 T_2 が 6.0, 8.0, 12.0[°C] の場合である。なお、ウエハラサイクルの場合は、紙面の都合上、一例として作動流体組成 y_5 が 0.9[kg/kg] の場合について示している。表 3 は Case-H、表 4 は Case-L の場合を示す。表中の $r_{P_{Ex}}$ はタービン全体にかかる差圧 $P_6 - P_{10}$ と低段側タービンにかかる差圧 $P_{11} - P_{10}$ の比を表わしており、次式より算出した。

$$r_{P_{Ex}} = \frac{P_{11} - P_{10}}{P_6 - P_{10}} \quad (14)$$

すなわち、 $r_{P_{Ex}}$ は最適抽気条件でのタービン出入口圧力における抽気圧力の位置を示している。

表 2 より、海洋温度差発電にアンモニア純媒体を作動

流体として用いた場合でも、一般的な蒸気タービンの再生サイクルと同様に、最大熱効率になる最適抽気条件は低段側タービンエンタルピー落差と高段側タービンエンタルピー落差がほぼ等しい場合、すなわち $r_{h_{Ex}} \doteq 0.5$ であることがわかる。この結果は温度依存性が小さいことがわかる。この時の低段側タービン差圧比 $r_{p_{Ex}}$ もほぼ 0.5 に近い 0.45 であり、温度依存性が少ないことがわかる。表 3 および表 4 よりウエハラサイクルにおける最適抽気条件の場合も $r_{h_{Ex}}$ は温度依存性が少ないことがわかる。Case-H の場合 $r_{h_{Ex}} \doteq 0.09$ 、Case-L の場合 $r_{h_{Ex}} \doteq 0.48$ である。このとおり図 9 の最適抽気条件を得るための $r_{h_{Ex}}$ の値は他の温度条件でもほぼ同じ条件であることが明らかとなった。

Table 3 温度依存性 (Case-H, $y_5 = 0.9[\text{kg/kg}]$)

T_5 [°C]	T_2 [°C]	w_{Ex} [%]	$r_{p_{Ex}}$ [%]	$r_{h_{Ex}}$ [%]	η_{th} [%]
23	6	0.57	7.50	9.40	5.15
	8	0.49	7.57	9.20	4.53
	12	0.35	7.63	8.76	3.28
28	6	0.82	7.80	10.4	6.53
	8	0.74	7.91	10.2	5.93
	12	0.57	8.06	9.85	4.71
30	6	0.93	7.90	10.8	7.07
	8	0.84	8.02	10.6	6.47
	12	0.67	8.20	10.3	5.27

Table 4 温度依存性 (Case-L, $y_5 = 0.9[\text{kg/kg}]$)

T_5 [°C]	T_2 [°C]	w_{Ex} [%]	$r_{p_{Ex}}$ [%]	$r_{h_{Ex}}$ [%]	η_{th} [%]
23	6	2.71	42.4	47.9	4.55
	8	2.41	43.3	48.0	4.02
	12	1.80	44.9	48.4	2.93
28	6	3.47	40.6	47.5	5.75
	8	3.19	41.4	47.8	5.23
	12	2.60	43.1	48.0	4.18
30	6	3.77	39.9	47.4	6.21
	8	3.49	40.7	47.5	5.69
	12	2.91	42.3	47.8	4.65

4. 結 言

本論では海洋温度差発電におけるウエハラサイクルの最適抽気条件について検討を行い、以下のことが明らかとなった。

1. 再生器の伝熱性能が低い Case-L の場合、抽気圧力一定の条件では抽気量比が最大抽気量比でサイクル熱効率が最も高くなる。
2. 温度、組成、蒸発器出口圧力毎にサイクル熱効率を最大にする最適抽気条件が存在し、最適抽気条件の再生器性能依存性が明らかとなった。
3. 最適抽気条件を適用した場合、各組成毎に蒸発器出口圧力に対してサイクル熱効率を最大にする最適点があることがわかった。
4. 本計算条件では、サイクル熱効率に対する組成依存性では純媒体に近づくほど高くなることがわかった。
5. 再生器の伝熱性能が低い Case-L の場合、最適抽気点はタービンエンタルピー比を等分率にした点であり、組成依存性は小さいことがわかった。
6. Case-H の場合、最適抽気点は組成依存性が大きく、組成が $0.9[\text{kg/kg}]$ では $r_{h_{Ex}} \doteq 0.9$ である。
7. Case-L, Case-H どちらの場合でも最適抽気点の温度依存性は小さいことがわかった。

文 献

- (1) 上原 春男, 海洋温度差発電読本, オーム社 1982
- (2) Kalina, A.I., ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1984 Vol.106 pp.737-742
- (3) Kalina, A.I., Japanese Patent, Sho62-39660(1987).
- (4) Uehara, H., Ikegami, Y., ASME Joint Solar Engineering Conference, (1993), 203
- (5) H. Uehara et al., "Performance Analysis of OTEC Using New Cycle with Absorption and Extraction Process", Proc. Oceanology Int. '94, 6(1994)
- (6) 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, 64 巻 624 号 pp.384-389
- (7) T.Ito, et al, A Program Package for Thermophysical properties of fluids, Kyusyu University.
- (8) F.Laupichler : Arch.f.Wärmewirtschaft, Bd.7 (1926), S.139.