複合熱源多目的開放形海洋温度差発電の基礎的研究*

(太陽熱加熱器の伝熱特性とサイクルの基本特性)

森 康夫**, 内田 豊**, 佐谷大助***

Fundamental Study of Binary Heat Sources and Multi-Purpose Open Cycle Ocean Thermal Energy Conversion (Heat Transfer Performance of Solar Heater and Fundamental Performances of Cycle)

Yasuo MORI, Yutaka UCHIDA, and Daisuke SAYA

This paper aims to propose and study a new open-cycle ocean thermal energy conversion featuring binary heat sources and multi-purpose uses. The circular pipe solar heater of warm sea water is cleaned by sponge balls and the flow system adequate to this new cycle using high, medium and low pressure turbine stages is shown. Heat transfer performances of the solar heater are experimentally studied by use of halogen lamps simulating uniform flux. Based on the experimental results of the solar heater, the conditions for optimum thermal efficiency and specific output for various solar heater outlet temperatures are calculated. The results show that under the given sea water flow rate, the day-mean output is over four times more than the conventional one and the steam flow rate of the low pressure steam to produce fresh water is about five times than that of the conventional open cycle OTEC.

Key Words: Open-Cycle OTEC, Binary Heat Sources, Multi-Purpose, Solar Heat, Fresh Water Production

1. 緒 言

1-1 本研究目標の特徴 海洋温度差発電(OTEC)には密閉形と開放形がある。わが国では従来フロンなどの低沸点媒体を温海水で蒸発させ、これを冷海水で復水させる圧力までタービンで膨脹させ、その出力で発電する密閉形が多くの場合研究開発の対象とされている⁽¹⁾。これに対して開放形には、温海水を100mぐらいの深さまで導いて水タービンを駆動するミストリフト式開放形と⁽²⁾、温海水をフラッシュさせてその蒸気で蒸気タービンを駆動して発電し、冷海水で復水するフラッシュ式とがある。ミスト式は基礎研究が行われているが、フラッシュ式は基礎実験研究もあまり知られていない代わりに概念設計や経済計算などの少数の報告がある。しかし密閉形にしても開放形にしてもこれまでに報告されている発電単価は、その計算上の多くの仮定や、OTECに無理に関心をひくための根拠の薄い条件などが用いられているなどの事情により、報告によって発電単価の予想値にかなりの差異があり、それらのうちである程度信頼できるものでも現在

実用になっているプラントの発電単価の3倍から4倍程度と考えられている。例えば密閉形で400 000 kWのような大形のものと、夏季の富山湾のように特殊な条件で温海水と冷海水の温度差が短期間のみ大きくとれる場合につき計算したもので、実用単価と競合できるとの報告もある。しかしOTECの実用規模と思われる10 000 kWクラスのプラントでは、自然エネルギーのうち地熱に次いで将来性が期待されているOTECは、技術開発要素の多少の差はあるにしても、現状では経済的競合性に欠けているといえる。このようなOTECの問題点を解決するには、現在までに知られている方式に用いられているサイクル、機器の性能向上を研究開発により進めていく方法もあるが、経済性と多目的性を向上できる可能性を持つ全く新しいサイクルの提案と検討が切望される。このような背景をふまえて、本研究は従来のフラッシュ式開放形OTECを基礎とし、これに根本的な改良を加えたサイクルを目標とし、その基礎研究を行うものである。

そのサイクルは次のような特徴を持つ。

- (1) 熱源として温海水と太陽熱を複合利用する。
- (2) 表面凝縮器による淡水造水、低廉な発電、aqua-farmへの含栄養海水の供給の多目的利用。
- (3) 昼間の高電力需要時に対応しうる特性。

* 昭和61年10月7日 第64期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和61年3月28日。

** 正員、電気通信大学(〒182 調布市調布ヶ丘1-5-1)。

*** 学生員、電気通信大学大学院。

(4) 太陽加熱器などにおけるファウリング防止対策の完備。

(5) 内陸地耕作用の淡水をポンプにて遠隔地まで輸送可能性 (淡水と電力の同時供給)。

このようなサイクルは従来全く研究されておらず、開放形サイクルによる淡水造成と発電とを提案しているものはあるが⁽³⁾、熱源として温海水のみを用いるプラントでは利用の多用性、経済性に劣り、既存の方法に対抗できない。開放形 OTEC は密閉形で設備の約 2/3 を占めると予測される熱交換器がない代わりにタービンが大形となり、開発要素があるととも設備費が大きいくとも考えられる。また、本研究で提案している太陽熱加熱器は設備費的にはかなりの割高となる可能性もある。しかし高圧蒸気用タービンは小形であるが大出力を出しうるので、本研究で提案している複合熱源の利用は昼間に従来の開放形 OTEC に比べ約 10 倍以上の出力と淡水造成が期待でき、性能、経済性を高めうる可能性があると考えられる。

1・2 本研究の目的 本研究は上述の多くの特徴を持つプラントの技術的性能および経済的可能性を明らかにするため、このプラントに新しく組み込む重要な主として伝熱機器の基礎的研究を行うことともに、その結果を用いてプラントの基礎性能を求めることが主目的である。本研究で研究の目標としているサイクルの系統図を図 1 に示してある。

温海水 (WSW) は太陽熱加熱器で 80°C 前後の高圧蒸気を含む加熱水まで加熱される。高圧蒸気および加熱水の二段フラッシュにより得られる中圧蒸気と低圧蒸気は、それぞれタービンの高圧段、中圧段および低圧段に送られる。タービン排気の凝縮には、表面凝縮器と直接接触凝縮器とよりなる多機能凝縮器を用いる。すなわち、タービン低圧段よりの排気は多機能凝縮器上部に設置された表面凝縮器で一部を淡水化する。多機能凝縮器内の不凝縮気体は真空ポンプにより排気する。残りの蒸気は多機能凝縮器下部に設けた直

接接触凝縮器で復水する。したがってこのプラントでは電力、淡水、2 種の温度の滋養のある深海水が得られ、この深海水は各種目的の海洋牧場に利用できる。このプラントを主に熱帯地方かその近傍で用いることを考え、昼間は約 8 h 程度太陽熱が利用できるとし、また太陽熱の利用できない夜間には在来の開放形 OTEC とほぼ同様の作動をするものとする。図 2 に後述の太陽熱加熱器の性能に基づいた、夜間の電気出力を 4 MW とする実機プラントの概念設計断面図を示す。昼間には円管式太陽熱加熱器で温海水を 80°C 近くまで加熱して圧力の高い蒸気を作るため、夜間出力の約 11 倍近い出力が得られる。太陽熱加熱器を設置するためプラントは広い軒を持つ構造となっている。プラント中央部に設置した貯水槽により、直接接接触凝縮器よりの復水はポンプを用いることなしにプラントより排出される。本報では本研究で提案している温海水を太陽熱で加熱し、しかも円管内部をスポンジボールで清掃できる太陽熱加熱器の伝熱学的基礎性能を求める。従来の円管を用いる太陽熱温水加熱器は内径 10 mm 前後であり、スポンジボールによる清掃には内径が小さすぎるので、スポンジボール清掃に適するように内径 23 mm の円管にフィンを取付けたものを研究対象とした。したがってこの円管加熱器の性能を求めることを第 1 の目的に、その結果を基に本研究で対象とするプラントの性能解析を第 2 の目的として研究し、報告する。経済性計算は後報にゆずる。

2. 記 号

N_u : ヌセルト数

Q : 流量

q : 熱量

S. P.: 比出力

t_a : 大気温度

t_{out}, t_{in} : 流体出口, 入口温度

ξ : 吸熱効率

η : サイクルの熱効率

図 1 実機プラントサイクル系統図

図 2 実機概念設計断面図

3. 円管式太陽熱加熱器の伝熱学的研究

3.1 太陽熱加熱部と加熱管の試作 太陽熱による実験は、その実日射を用いると、日射時間の不確実性と、実験計画の確実な進歩がかなり難しいことを考えて、太陽光の波長特性を比較的良好に近似模擬するハロゲンランプを用いた。加熱蒸発器にはほぼ一様な熱流束を与える必要があるため、まずハロゲンランプ単体の光束特性をランプの下方 1.50 m の平面で測定した。ついで受熱面の寸法を $1.55 \times 1.24 \text{ m}^2$ とし、20 個前後のランプを用いるとき受熱面でできるだけ一様な熱流束となるようなランプの配置を計算により求めた。すなわちまずハロゲンランプの単体の放射角に対する特性を求めたところ図 3 のような結果が得られた。 q は放射される熱流束で、その角度を図 3 に示すように ϕ 、それに対する迎え角を $\theta[\text{rad}]$ とし、放射特性を図 3 中にあるように迎え角が 50° 以上では q を θ の五次式で近似し、それ以下では二次式で近似し、かつ加熱部の 4 周を鏡で囲んで無限に広く分布する光源と受熱面を近似した。しかし鏡の反射率 1.0 よりわずかに小さいため、加熱円管の軸に平行な両端のランプの電圧を他より 10% 高くして、受熱面の熱流束ができるだけ一様になるようにランプの間隔を変えて、間隔の最適値を求めた。その結果管軸方向およびそれに直角方向にいずれも 310 mm の間隔で並べればよいことがわかった。試算結果によると、受熱面での熱流束のばらつきは $\pm 4\%$ 以内となり、加熱管軸方向を X 軸、それに垂直方向を Y 軸とすると、上記条件での熱流束分布の実測値と理論計算値の比較は図 4 に示すように 5% 以内で一致しており、ハロゲンランプを用いて十分な精度で太陽光を模擬した場がえられ、精度

図 3 単一ハロゲンランプの熱流束分布測定値

のよい加熱管の実験を行えることを確認した。この結果より太陽熱を模擬した熱流束を与える太陽熱加熱部を設計、試作した。図 4 の右半分は Y/W にたいして加熱管位置を同時に示してある。中央の 4 本の管の熱流束は約 2% 以内で一様である。加熱管の伝熱特性を正確に求めるため、中央の管についてのみ単独に、流量、管壁温度分布、管内流体温度分布等を測定できるようにした。

上記の加熱場の検討結果を基にし、かつ温海水を加熱管内に流動させて加熱させるとともに、生物および塩分が管内面に付着することによる汚染をスポンジボールで清掃できるように、加熱管を図 5 のような構造と寸法を持つような設計とし、8 本を試作した。すなわち現在商用発電所の復水器の冷却管内の清掃に用いているスポンジボールは 1 inch の外径を持つため、これを利用できるように内径 23 mm、厚さ 1 mm の銅管に厚さ 1 mm、幅 23.5 mm、長さ 1420 mm のフィンに左右にろう付した。フィンおよび銅管の表面には、入射光にたいして $0.3 \sim 2 \mu\text{m}$ の帯域での平均吸収率が 0.92 でこれ以上では 0.1 程度、放射光には $6 \mu\text{m}$ 以上の波長帯で放射率が 0.1 以下の特性を持つ選択吸収膜を付けた。このフィン付管を内径 76 mm、厚さ 5 mm のガラス管内に設置し、ガラス管内をほぼ 10^{-3} Torr の真空として周囲大気への熱損失が少なくなるようにした。図 5 の加熱管 8 本を平行に組み込んで図 6 の太陽熱加熱部を設計試作した。加熱管は水平面より 1° 傾斜して設置した。

図 4 ハロゲンランプ熱流束分布

図 5 加熱管詳細図

3.2 太陽熱加熱器の性能実験と結果 従来研究あるいは市販されている太陽熱加熱器は内径 10 mm の円管が用いられ、20~30°C の温度上昇を考えると浮力の効果はあまり大きくないと思われる。しかし本研究で試作した太陽熱加熱器は、内径が大きいので流速が小さく浮力の効果が大きく、従来知られている層流円管内の伝熱特性とはかなり異なる性能を持つことが予備実験で明らかとなった。そこで中央の管を用いて、伝熱特性、管内流体温度分布などを正確に計測した。その計測のシステムを図 7 に示す。図 7 に示してあるように、入口・出口流体温度、ガラス管温度、銅製加熱管壁温分布、管内流体温度分布などを測定した。測定結果の一例を図 8 に示す。管軸方向に対する加熱管壁温と流体混合平均温度のこう配は同一で、流体は熱流束一定加熱を受けていることがわかった。後で述べるように水の出口温度を上昇させるためには流量を少なくする必要がある、そのために強制対流伝熱に対する自然対流の影響が強くなりヌセルト数が低下する。ヌセルト数の比較の基準としては熱流束一定の層流の発達した場合の値である 4.36 を用いた。また加熱管の入口部の一部が図 6 に関し説明した鏡で囲まれたハロゲンランプによる加熱空間の中に入っており、加熱管入口温度を OTEC での標準的温海水温度の 30°C に常に保つのは容易でないことと、高温域の結果のほうが必要でかつ種々の損失のためヌセルト数が低くなる可能性があるため、入口温度 45°C と 65°C の二つの場合について流量を変えて実験した。まず図

図 6 太陽熱加熱部

図 7 加熱管内伝熱性能および温度分布測定系統図

8 に示すような実験結果からサイクル性能の検討に必要な加熱管吸熱効率 ξ を求めた。 ξ は水に与えられる熱量とガラス管に照射する太陽熱との比により定義される。水に与えられる熱量の上限値 q_{in} は、図 9 に示すように太陽からの熱量 q_t に比し、ガラス表面での反射（ガラスの反射率を ρ_2 とすると反射される熱量は $\rho_2 q_t$ ）とガラス管での吸収（吸収率を α_2 とすると $\alpha_2 q_t$ ）の損失により減少する。ガラスの物性値より $\rho_2=0.07$ 、 $\alpha_2=0.05$ である。また加熱管の選択吸収膜の吸収率は $\alpha_1=0.92$ である。これらの数値を用い、ガラス管内側と選択吸収膜の多重反射を考えて計算すると、加熱管への熱入力 q_{in} の q_t に対する比である加熱管吸熱効率 ξ の上限値は透過率 $\tau_2=1-\rho_2-\alpha_2$ を用い式 (1) で与えられる。

$$q_{in}/q_t = \tau_2 \alpha_1 / \{1 - \rho_2(1 - \alpha_1)\} = 0.814 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ガラスで吸収される熱量を q_g とすると

$$q_g/q_t = \alpha_2 + \alpha_2 \tau_2(1 - \alpha_1) / \{1 - \rho_2(1 - \alpha_1)\} = 0.054 \quad \dots\dots\dots (2)$$

加熱管から反射され、ガラス管を通り外部に逃げる熱量 q_{ref} は式 (3) で与えられる。

$$q_{ref}/q_t = \tau_2^2(1 - \alpha_1) / \{1 - \rho_2(1 - \alpha_1)\} = 0.062 \quad \dots\dots\dots (3)$$

加熱管周りの熱バランスは式 (4) で表現される。

図 8 加熱管、ガラス管、および流体温度分布

図 9 加熱管周りの熱バランス

$$(q_{in}/q_t) + (q_g/q_t) + (q_{ret}/q_t) + \rho_2 = 1.0 \quad \cdots (4)$$

式(1)～(3)で求めた数値は式(4)を満足しており、したがってガラス管に入射する熱量の81.4%が加熱管に到達することがわかった。

図10には実験結果を整理した加熱管吸熱効率 ξ と、入口の温度 t_{in} 、出口の温度 t_{out} の平均から周囲温度 t_a を差引いた温度の関係を示してある。この横軸にとった温度はふく射損失および自然対流による強制対流伝達率の低下による損失を表すとの物理的意味を持っている。前述のごとく測定空間がハロゲンランプで加熱され気温 $t_a \approx 40 \sim 45^\circ\text{C}$ となるため、入口温度は入口部に電気ヒータを設置し、 45°C と 65°C の二つの場合を選び実験した。加熱管長は約1.5mである。加熱管による水の温度上昇が小な場合には吸熱効率 ξ におよぼす入口温度の影響は微弱であるが、本論文で提案したサイクルの最適条件を求めるためには温海水を 90°C 程度まで加熱する必要がある。本研究で試作した加熱管1本のみにより 90°C 程度まで加熱するとヌセルト数が自然対流の効果で著しく低下するおそれがあったため、加熱管2本を直列に接続することも考え、2本めの入口温度に相当と考えられる 65°C を一つの実験条件とした。図10の吸熱効率が81.4%の値に引かれている水平な破線は図9に関連して述べた、照射太陽熱のうちで81.4%が加熱管に入射することによる。図10の実験点とこの81.4%の差は後に述べるように、加熱管からのふく射損失、真空断熱層からの熱伝導損失、および管内流が発達した熱流束一定の層流と異なり、後述するように軸方向の自然対流の影響のためヌセルト数が低下し、管内の対流伝熱抵抗が増加するための損失の三つによる。これらについて定量的に説明するため図11には、図10の結果に基づきOTECの標準作動状態を考慮して入口温度 30°C 、大気温度 30°C の場合について計算した出口温度の上昇に対する流量の減少の様子を示してある。これらの結果を基に損失の原因を調べるためグラスホフ数 G_r (代表長さ：加熱管内径、代表温度差： $t_{out} - t_{in}$) とレ

イノルズ数 Re (代表長さ：加熱管内径、代表速度：管内平均流速)の値を比較した。 G_r/Re^2 が1より小さいと断面内の浮力による二次流れでヌセルト数は4.36よりかなり上昇する。しかし G_r/Re^2 の値が1より著しく大きい場合は管面が有限なため自然対流により、断面の上半面に軸方向の循環流が生じ、ヌセルト数は低下し4.36より小さくなるのが軸方向数箇所の断面内温度分布測定結果よりわかった。詳細は次報で報告する。一例として入口温度 45°C 、出口温度 70°C の場合について G_r/Re^2 を求めてみると約2800程度の値となる。

図10の実験においては真空断熱層の真空度は 10^{-3} Torr程度であり、市販されている円管式太陽温水加熱器の真空度は 10^{-4} Torrである。そこで、図10に示した実験値を結ぶ曲線に真空層の真空度を 10^{-4} Torrに修正したものを、入口温度 45°C について破線で、 65°C についてのものを実線で示してある。さらに 65°C の場合について説明すると図10の実験結果を結ぶ実線と図12の実線との差が熱伝導損失を示し、図12の実線と一点鎖線の差はふく射損失を示しており、この損失は管表面に張ってある選択吸収膜のふく射率と管の平均温度より求めた。一点鎖線と吸熱効率81.4%の差は上述の自然対流による対流伝熱性の低下に基づいている。

本研究で提案しているサイクルは、開放形OTECの性能と経済性を向上させるため、昼間に太陽熱を利用することを主要な特徴としている。サイクル的には

図11 出口温度と流量

図10 流体平均温度差と吸熱効率

図12 流体平均温度差と各損失の割合

加熱器出口の温度を上昇させればよいが、図 12 に示すように温度を上昇させすぎると太陽熱吸収率が低下する。したがってサイクルの性能の最適化の条件としての加熱管出口温度を図 12 の結果を基にして議論する必要がある、その研究結果を 4 章で論ずる。

4. プラントの性能解析と考察

本研究で提案、検討しているプラントのサイクルの性能および最適作動条件を見出すためには、本サイクルの特徴である太陽熱による温海水加熱器の実際の性能に基づいた検討を行う必要がある。3 章で述べたように、1.5 m 程度の長さの加熱器 1 本で 30°C の温海水を 90°C 程度まで加熱すると自然対流による軸方向の循環流により吸熱効率が低くなると考えられる。したがって太陽加熱器は数本の加熱管を直列に継いだものが吸熱効率が高いと考えられるが、最適な流量、直列本数については出力性能および経済性を考慮して決める必要がある。この経済性を含めた検討などは次報で報告することとし、本報においては経済性計算の基礎となる加熱管の性能としては図 12 の破線で示されたものを用いて、以下の性能計算を行った。

開放形 OTEC の性能を、熱効率と温水の単位流量に対する出力である比出力の二つで表現してその性能を論ずる。ことに熱効率についてはカルノーサイクルとか、密閉形 OTEC などでは高温源からサイクルに取り込まれる熱量を明確に定義できるが、開放形 OTEC サイクルの議論から考えるとガスタービンサイクルなどと類似の内容を持つ。すなわちガスタービンサイクルでは大気温度の空気を燃料の発熱量で加熱し、この発熱による熱量をサイクルに加えられたものとし、大気温度までに放熱される熱量を排出した熱量とする。そこで上述の議論に対応し本報で議論しているサイクルの低温側の温度を深海水温度で例えば 5°C とすると、この海水が地球への太陽熱のため温海水の温度である 30°C まで暖められると考えることができる。この考察に基づき、エネルギー変換効率とも言うべき熱効率 η を、温海水の流量 Q と温海水のエントルピー h_h 、冷海水のエントルピー h_c 、太陽熱の熱流

束 q 、太陽熱受熱面積 S より次のように定義する。

$$\eta = \frac{L}{Q \times (h_h - h_c) + q \times s} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで L はプラントの出力である。太陽加熱器がない従来検討されている開放形 OTEC は式 (5) の $q \times s$ がない式で熱効率を定義できる。

本報で提案している複合熱源 OTEC の性能を在来のフラッシュ式開放形 OTEC の性能と比較するときは、プラントに取り込む温海水の流量を与えてその出力を比較すると容易にその優劣の評価ができる。複合熱源 OTEC では、昼間と夜間では通常同じ流量の温海水を取り込むと考えてよいから、サイクルの性能比較には出力を温海水流量で割った次の比出力 S. P. を用いると出力の優劣の比較を容易に行える。

$$S. P. = \frac{L}{Q} \left[\frac{\text{kW}}{\text{t/h}} \right] \quad \dots\dots\dots (6)$$

以下、熱効率と比出力などを中心に性能解析とその結果の検討を行う。

4.1 フラッシュ段数の影響 本報では各種サイクルの比較を正確に行うため太陽熱加熱器の出力の出口で飽和水までの加熱水が得られる場合につき論ずることにし、蒸気を含む場合は次報にゆずる。したがって図 1 のサイクルで高圧蒸気はなく、中圧と低圧のフラッシュを考え、温海水温度は 30°C、気温 30°C、冷海水温度 5°C とする。加熱管の太陽熱吸熱効率 ξ は図 12 の破線の性能を持つとする。まず太陽熱加熱器を使用しない在来開放形 OTEC での最適フラッシュ圧力を求める。出力の計算を行うに当たっては本研究で提案したプラントの夜間における電気出力が 4 MW の場合を対象とした。また温海水入口からタービン入口までの圧力損失を $\Delta P/P = 1\%$ 、タービン出口から凝縮器までの圧力損失も 1% とし、タービン効率は 90% とした。このような条件で計算した在来式開放形 OTEC でフラッシュ温度（実際にはこの温度に相当する飽和圧力までフラッシュさせることを意味する）に対する熱効率の関係を図 13 に示す。図 13 より 15°C と 20°C の中間が最適フラッシュ温度であることがわ

図 13 在来式開放形 OTEC のフラッシュ温度と熱効率

図 14 フラッシュ温度・段数と熱効率

かる。フラッシュ段数および加熱器出口温度が熱効率におよぼす影響を図 14 に示す。図 14 中の黒丸印は 40°C で一段のフラッシュのみを行った場合の結果を示し、また白丸印は 40°C と在来式の最適フラッシュ温度に近い 20°C とで二段フラッシュを行ったときの結果を示す。二段フラッシュにより熱効率は増大し、熱効率が最高となる加熱器出口温度 70°C 付近では、二段フラッシュのほうが一段の場合より約 1% (割合では 33%) 高くなることがわかった。ここで太陽加熱器を用いるときも低圧フラッシュの温度を、夜間在来式と同じ作動条件で運転する場合と同一の値にとった理由は、昼夜を通じて同じ低圧タービンを用いることを考えているためである。図 14 では中圧および低圧フラッシュ温度を一定としたが、これらの最適値を求めるため、加熱器出口温度が 40°C から 90°C までの 10°C おきに対し、低圧フラッシュ温度と中圧フラッシュ温度を変えて熱効率と比出力を求めた。その結果一例として加熱器出口温度 80°C の場合を図 15 の (a), (b) に示してある。この場合には低圧フラッシュは約 25°C、中圧フラッシュは約 50°C が最適条件で、熱効率はほぼ 4.9% であることがわかる。また熱効率と比出力に対する最適中圧フラッシュ温度は共に約 50°C と同一であるが、比出力に対する最適低圧フラッシュ温度は熱効率に対する値である 25°C よりやや高いことが明らかになった。他の加熱器出口温度に対する結果より、出口温度が高いほうが両フラッシュ温度に対する熱効率と比出力の変化が鈍いこともわかった。これら各種の加熱器出口温度に対する熱効率と比出力の

(a)

(b)

図 15 最適低圧、中圧フラッシュ温度の決定

最大値を出口温度に対して求め、図 16 にその結果を示してある。図 16 までの図は先にも述べたように、加熱管吸熱効率として図 12 に示した破線を用いて計算した結果による。図 16 の左端の 30°C は加熱器で太陽熱を吸収しない場合に相当し、在来の開放形 OTEC の性能を表しており、この点も最適化したものが示されている。熱効率は 70°C と 80°C の間で最大となり、比出力は加熱器出口温度の上昇とともに増加している。熱効率が 70°C と 80°C の間で最大となる原因は、太陽熱加熱器の吸熱効率が加熱器出口温度の大なる領域で著しく低下することにあるものと思われる。本プラントの優れた特性を定量的に示すため、図 16 の結果を用いプラントの昼間最大出力 W_b および 1 日平均の出力 W_m を求め、これらと在来形の出力 W_c との比較を行う。本プラントの設置に適した熱帯地方において、昼間の 8 h は太陽加熱器により、指定された加熱器出口温度に対する最大出力 W_b が得られるものとする。また夜間の 16 h は在来形 OTEC としての運転を行い、図 16 の黒四角印で示される比出力を得るものとする。比出力は単位流量当たりの出力であるから、上述の作動条件に対し W_b/W_c , W_m/W_c が求められ、その結果を図 17 に示す。熱効率が最大となる太陽熱加熱器出口温度 80°C の付近では、 W_b/W_c は約 11, W_m/W_c は 4.2 となっている。図 17 に示した出力の増加は加熱器による温海水の加熱に基づくが、その原因

図 16 加熱器出口温度に対する熱効率、比出力の最大値

図 17 出力比と流量比と平均出力比

をさらに明確にするために、タービンの低圧段を流れる流量 Q_l と在来 OTEC の低圧段流量 Q_{lc} との比も示してある。 W_b/W_c と Q_l/Q_{lc} の値の比較より、本プラントによる出力の著しい増大はタービン各段のエンタルピー降下の増加によることがわかる。 Q_l/Q_{lc} の増大は本プラントの特徴の一つである淡水造成能力が在来サイクルに比して大となることを示しており、加熱器出口温度 80°C で運転した場合には 1 日当たりの平均淡水供給量は在来サイクルに比して約 2.7 倍程度増加するものと思われる。なお、経済的観点より昼夜間を通じて同一の低圧タービンを用いる必要がある。昼間における大きな質量流量を処理するには、低圧フラッシュの温度すなわち圧力を上げることによりタービン低圧段の圧力を上昇させ、同時にノズル迎え角をわずかに変化させる等の対策が考えられる。

5. 結 論

開放形海洋温度差発電の性能を著しく高めてその利用分野を広げるために、温海水と太陽を複合利用し、さらに発電・淡水造成・滋養深海水の海洋農場利用などの多目的性を具備した新しいプラントを提案し、その基礎性能について実験的研究を行い以下の結論を得た。

(1) 管内をスポンジボールで清掃できる加熱管内径 23 mm の太陽熱加熱器を試作し、それを用いた新しいプラントの最適な系統図を示した。

(2) ハロゲンランプを用いた太陽熱模擬加熱装置を試作し、これにより出口水温 90°C までの太陽熱加

熱器の伝熱特性を求めた。太陽熱加熱器の出口温度と吸熱効率の関係を実験研究し、出口温度が大きくなるとふく射と自然対流による軸方向循環流により、吸熱効率が低下することを示した。

(3) 二段フラッシュを行った場合の熱効率は、一段フラッシュの場合の値に比し約 33% 程度大きくなる。太陽熱加熱器出口温度に対する最大の熱効率と比出力の値を求め、熱効率は出口温度 80°C で最高となるが、比出力は出口温度とともに上昇することを示した。

(4) 本プラントを最高熱効率の状態で運転した場合、1 日の平均値としての比出力は在来形の OTEC の約 4.2 倍となることを明らかにした。

(5) 本プラントによる 1 d 当たりの平均淡水造成量は在来形の OTEC の約 2.7 倍となる。また、比出力の増大には、蒸気質量流量の増大より、タービン内のエンタルピー降下による効果が大きく寄与することを明らかにした。

本研究は主に文部省エネルギー特別研究（エネルギー）による昭和 59 年、60 年の研究補助金によった。また本研究の一部は野吾祐一郎君、一木健志君、平山辰雄君の学部卒業研究として行われた。

文 献

- (1) 上原・中岡, 機論, 50-456, B(昭 59), 1955.
- (2) 森・長崎・土方, 第 19 回伝熱シンポジウム講演論文集, D 121(昭 57), 445.
- (3) Lewandoski, A. A. and Olson, D. A., *SERI/TR*, 631-692, (1980).

討 論

〔質問〕 伊 藤 文 夫〔東京電力(株)技術研究所〕
オープンサイクル形 OTEC の工学的データはまだほとんど得られていない。この分野に OTEC と太陽熱利用を組合せて研究を進めるのは現実的かつ有効な発想である。プラントサイクルの基本系統も地熱発電システムを連想させる効率的なシステムである。

さて、自然エネルギーにおけるエネルギー変換効率は最適設計のための評価、解析のためには是非とも必要であるが燃料に相当するコストが無いので絶対値そのものはあまり意味が無い、むしろ設備が膨大にならず、抽出するエネルギーに対して加えるべきエネルギーが少ない（発電出力に対し所内動力が小さい）ことが重要である。この意味において、第 17 図の 4 MW 機の計算例における貴方式の太陽熱加熱出力 W_b と在

来形 OTEC 出力 W_c との比 W_b/W_c の増加は同様に海水流量比 (Q_l/Q_{lc}) の増加を伴っているのといわばグロスの比 $(W_b/W_c)_{\text{gross}}$ になっている。海水ポンプの動力を算定して $(W_b/W_c)_{\text{net}}$, $(W_m/W_c)_{\text{net}}$ で論ずる必要があると思われるがいかがなものか。

〔回答〕 自然エネルギーの議論においてはエネルギー変換効率の検討は最適設計・解析のために必要で、また OTEC のサイクルの性能比較には所内動力等を考える必要がある、などのご意見はご説のとおりである。本研究の立場もご意見と同じ考えに立っており、エネルギー変換効率は図 15 などに示すように最適条件を求めることに主眼を置いており、かつ所内動力などを考慮する意味で温海水単位流量当たりの出力を S. P. (Specific Power) とし、これも最適化してある。

またご質問の図 17 もすべて温海水流量一定の条件で求めたもので Q_i/Q_{ic} は造成淡水の流量比を示したものである。すなわちこの図は温海水流量一定（昼夜間

とも）の条件で太陽熱利用による出力の増加割合、淡水流量の増加割合を示したものである。

52 巻 484 号, B 編 (昭 61-12) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
杉山 司郎 ほか	3905	英文概要	2	rations	ratios
木田 輝彦 ほか	3974	左	21	式(9)の δ は ε である。	式(10)の δ は ε^s である。
	3975	図 11	図中	$x_c - x_c'$	$x_c' - x_c$
野世 溪 精 ほか	4008	左	18	0.325	0.0321
	4011	左	16	報告されている。	報告されている ⁽⁹⁾ 。