

ハイブリッドサイクルを用いた 海洋温度差発電システムの研究

— 沖永良部海域 —

上原 春男^{*1}, 中岡 勉^{*2},

池上 康之^{*1}, 西田 哲也^{*2},

乾 栄一^{*2}, 貞包 弘之^{*2}

Ocean Thermal Energy Conversion Plant
Using Integrated Hybrid Cycle
- Oki-no-Erabu Island -

Haruo UEHARA, Tsutomu NAKAOKA,
Yasuyuki IKEGAMI, Tetsuya NISHIDA,
Eiichi INUI and Hiroyuki SADAKANE

This paper describes the performance analysis of an ocean thermal energy conversion (OTEC) plant in the Oki-no-Erabu Island where is one of suitable sites proposed for OTEC. On June 8, 1990, June 8, 1991 and August 25, 1991, investigations of marine meteorology, such as temperature of seawater, velocity and direction of tide and submarine cross section, was carried out by a research ship of the Shimonoseki University of Fisheries at the site of 27 degree 28 minutes of north latitude, 128 degree 42 minutes of east longitude where is about 3000 m away from the Oki-no-Erabu Island. These data are compared with marine meteorology data obtained from the Japan Oceanographic Data Center (JODC). A conceptual design for a 10 MW onland type I-H OTEC plant is conducted with these data. The steepest descent method was used to obtain the optimum system. The objective function of the system is defined as the total heat transfer area of heat exchangers per net power output.

Key Words: OTEC, Optimization, Desalination, Spray Flash,
Marine Meteorology, Pressure Loss

1. 緒言

海洋温度差発電(OTEC)は、海洋の表層海水(15~30℃)と深層海水(1~7℃)との温度差による熱エネルギーを電気エネルギーに変換する発電方式である。OTECの研究は、1881年のD'Arsonvalの提案以来、数多く行われている⁽¹⁾。OTECは、利用できる温度差(14~29℃)が小さいので、ランキンサイクル熱効率率は、3~4%と小さくなる。そのため、システム全体を考え合わせた、トータルシステムについて考える必要がある。上原・中岡は、トータルシステムについて報告を

行っている⁽²⁻³⁾。また、OTECの主要な構成機器である熱交換器については、多くの研究が発表されている⁽⁴⁻⁶⁾。

OTECの設置を希望する国には、比較的島国が多く、電力の不足に加え、飲料水の不足にも悩まされている場合が多い。したがって、この海洋温度差発電をより有効に利用するためには、この発電システムと海水淡水化装置とを組み合わせたハイブリッドサイクル発電システムについての検討が必要となる。

トータルシステムを考えるうえで、大前提は、設置場所の選定である。設置場所の選定項目は、海水温度、海水流速、海底地形、設置地域での電力消費量、飲料水使用量など各種にわたっている。OTECの設置場所の選定は、現在、日本および世界各地で行われている⁽⁷⁻⁸⁾。

本報では、OTECの具体的な設計を行う為、OTEC設置

原稿受付 平成 4年11月31日

*1 佐賀大学理工学部付属海洋温度差エネルギー
実験施設

*2 水産大学校

場所の候補地の一つである、沖永良部海域に於いて、OTECの複合利用（発電、海水淡水化、魚の養殖、レジャーランド利用など）することを目的として概念設計を行った。また、OTECの設計計算に用いる海象データには、水産大学校練習船（天鷹丸）による、設置海域での海象調査の調査結果⁽⁹⁾と日本海洋データセンター(JODC)⁽¹⁰⁾のデータを参照した。設計計算には、熱交換器にプレート式、作動流体にアンモニアを使用して、発電端出力10MWでの海洋温度差発電システムとスプレーフラッシュ淡水化装置を組み合わせた場合のハイブリッドサイクルについて性能解析を行った。その方法と得られた結果について報告する。

主な記号

A:伝熱面積	m^2
D:直径	m
g:重力加速度	m/s^2
G:流量	kg/s
h:エンタルピー	kJ/kg
ΔH :損失水頭	m
k:熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
K:熱通過係数	$W/(m^2 \cdot K)$
l:長さ	m
L:動力	W
ΔL :プレート伝熱面の幅	m
P:出力 W, 圧力	Pa
ΔP :圧力差	Pa
Q:熱流量 W, 流量	kg/s
T:温度	$^{\circ}C$
ΔT :温度差	$^{\circ}C$
ΔT_m :対数平均温度差	$^{\circ}C$
V:流速	m/s
ΔX :プレート伝熱面の長さ	m
ΔY :プレート伝熱面の間隔	m
r:評価関数	
η :効率, 分岐損失係数	
ζ :合流損失係数	
λ :摩擦損失係数	

添字

ad:断熱圧縮
C:凝縮器, 冷海水
CW:冷海水取水
D:分配, 分岐

E:蒸発器, 蒸発
f:フラッシュ蒸発, フラッシュ室, 摩擦
fC:造水用凝縮器
F:作動流体
g:発電機
G:発電端
h:表層
H:温海水
I:入口
J:合流
l:深層
L:液体
min:最小
n:ノズル
N:正味
O:出口
T:タービン
V:蒸気, 真空

2. 沖永良部海域の 海象調査

沖永良部海域の海洋データは、主に水産大学校練習船で調査した結果⁽⁹⁾を採用し、調査できなかった月に関しては、日本海洋データセンター(JODC)の調査結果⁽¹⁰⁾を採用した。海洋データの調査項目は、海水温度、塩分濃度、溶存酸素量、水素イオン濃度、磷酸塩、硝酸塩、珪酸塩、海底断面形状、潮流、潮向について行った。

本報では、温度分布、塩分濃度分布、海底断面形状、潮流と流向についてのみ述べる。

2・1 調査海域

図1に示すA点が、水産大学校練習船による調査海域で、位置は、北緯27°28'、東経128°40'である。沖永良部島の海岸から約3kmの海域である。

図中の○印はJODCの調査海域を示す。

2・2 温度分布

図2は、図1での温度分布を示す。温度分布の測定は、図1中のA点で、船を漂流させ、電気伝導度水温水深計(CTD)(精度:0.1%)のセンサー部を海中に投入し、水深0mから海底までの各層ごとに行った。

図2中の○、△、□印は、それぞれ8月、6月、2月を示し、表層部での温度分布は、8月は28.7 $^{\circ}C$ 、6月は26.0 $^{\circ}C$ 、2月は20.0 $^{\circ}C$ である。

深層部700mから1000mでの温度分布は、いずれも約6~8 $^{\circ}C$ である。したがって、表層部の温度分布は、

8月と2月を比較した場合、約 8°C の温度差がある。深層部の温度分布は、年間を通してほぼ一定となっている。

2・3 塩分濃度分布

図3は、図1のA点での塩分濃度分布を示す。塩分濃度の測定は、温度分布の場合と同時にCTDを使用した。

図3中の○、△、□印は、それぞれ8月、6月、2月を示し、表層部での塩分濃度は、8月では 34.6g/kg 、6月では 34.8g/kg 、2月では 34.8g/kg である。図からわかるように、塩分濃度は、表層部、深層部ともに年間を通して、ほとんど変化がない。

2・4 海底断面形状

図4に海底断面形状を示す。海底断面形状の測定は、図1中のB-B'点の間を音響測深器を使用し行った。図4より、海底断面形状は、海岸から約 1000m まで緩やかな勾配で、それ以後は約 3200m まで平均 25° の勾配となっている。図からわかるように、起伏の少ない単調な地形であることから、冷海水取水管設置について地形上の問題点はない。OTECの低熱源として必要な 7°C 前後の冷海水は、水深 800m 付近から汲み上げることができ、海底断面形状より冷海水取水管の長さは 3600m となる。

2・5 潮流と流向

図5の(a)、(b)、(c)は、潮流、流向の測定時間内の代表的な一例を示す。潮流及び流向の測定は、図1のA点付近で超音波式潮流計で行った。潮流計の精度は潮流が \pm 船速の $2\% + 0.2\text{kn}$ 、流向が ± 3.5 度である。水深 50m 、 100m 、 200m の3箇所で行った。図5より、潮流は、水深 50m 、 100m 、 200m のそれぞれの位置では、約 0.4m/s 、 0.25m/s 、 0.4m/s になっている。また、流向は、それぞれ西南、西南、西の流れになっている。したがって、潮流、流向は、ほとんど水深にかかわらず一定であり、潮流はほとんどない。

3. ハイブリッドサイクル OTECシステム

図6は、クローズドサイクルの海洋温度差発電とスプレーフラッシュ海水淡水化装置とを組み合わせたハイブリッドサイクル海洋温度差発電システムの原理図を示す。作動流体は、蒸発器で表層の温海水によって加熱され蒸発し蒸気となる。この蒸気は、タービンを回転させ、発電機より電気エネルギーを得る。また、タービンを出た蒸気は、凝縮器で深層海水によって冷却され、再び液体となる。蒸発器で熱交換を行った温

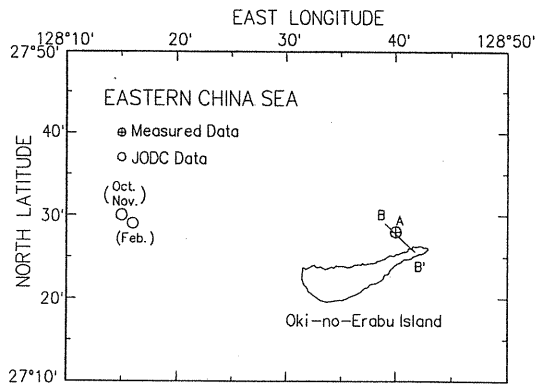


図1 沖永良部調査海域

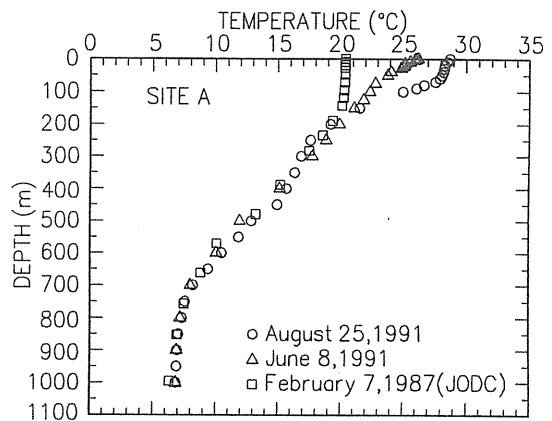


図2 温度分布図

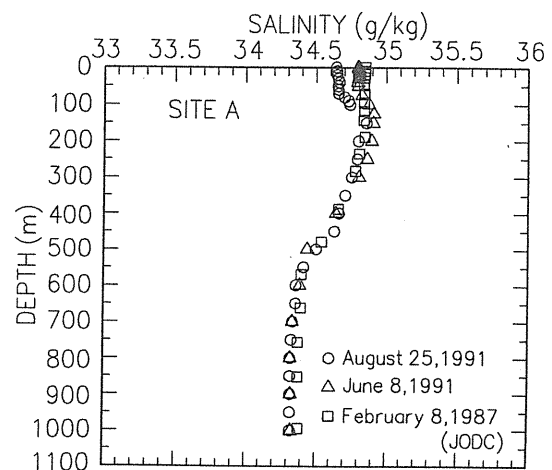


図3 塩分濃度分布図

海水は、真空ポンプによって減圧されたフラッシュ室に入る。温海水はノズルにより噴出され、スプレーフラッシュ蒸発をする。ここで発生した水蒸気は、造水用凝縮器に導かれ、OTECの凝縮器で熱交換を行った冷海水により凝縮され淡水となる。

4. 評価関数

海洋温度差発電の場合には、利用できる温度差が小さいために、熱交換器の伝熱面積は、他の発電方式に比較して大きくなり、熱交換器の費用は、OTECのみの場合と同様に、発電所の全コストの30-50%を占める⁽¹¹⁾。また、ハイブリッドサイクルOTECシステムは、膨大な量の海水を利用する。海水淡水化装置においては、スプレーフラッシュ蒸発を促進させるための真空ポンプが必要である。そのために、各ポンプ動力は相当大きくなる。したがって、ハイブリッドサイクルOTECシステムの場合の最適システムの評価は、OTECのみの場合と同様に、伝熱面積及びポンプ動力を最小にする次の評価関数 γ を用いた。

$$\gamma = \text{熱交換器の総伝熱面積} / \text{正味発電出力} \\ = A_T / P_N \quad \text{-----}(1)$$

この γ の関数が最小になる条件を、このハイブリッドサイクルOTECシステムの最適なものとする。

式(1)中のハイブリッドサイクルOTECシステムの総伝熱面積 A_T は、次式で示される。

$$A_T = A_E + A_C + A_{FC} \quad \text{-----}(2)$$

ここで、 A_E は蒸発器の真実伝熱面積、 A_C は凝縮器の真実伝熱面積、 A_{FC} は造水用凝縮器の真実伝熱面積である。

5. 基本式

5.1 正味出力

式(1)中の正味出力 P_N は、次式で示される。

$$P_N = P_G - (L_H + L_C + L_F + L_V) \quad \text{-----}(3)$$

ここで、 P_G は発電端出力、 L_H 、 L_C 、 L_F 、 L_V はそれぞれ温海水、冷海水、作動流体および真空ポンプ動力で、次式より求めることができる。

$$P_G = G_F \eta_T \eta_o (h_1 - h_2) \quad \text{-----}(4)$$

$$L_H = G_H g \Delta H_{LH} / \eta_{PL} \quad \text{-----}(5)$$

$$L_C = G_C g \Delta H_{LC} / \eta_{PL} \quad \text{-----}(6)$$

$$L_F = G_F g \Delta H_F / \eta_{PF} \quad \text{-----}(7)$$

$$L_V = L_{Vd} / \eta_{PV} \quad \text{-----}(8)$$

ここで、 ΔH_{LH} は温海水配管部の全損失、 ΔH_{LC} は冷海水配管部の全損失、 ΔH_F は作動流体配管部の全損失である。それぞれ、次式で示される。

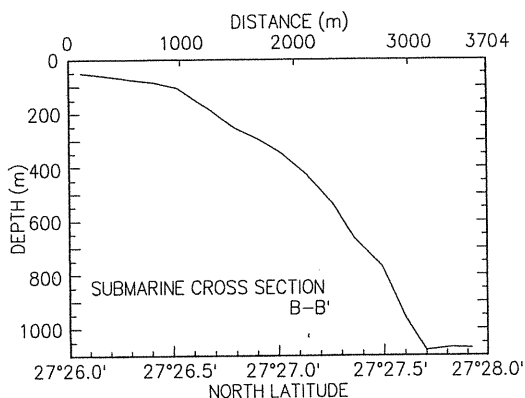


図 4 海底断面形状図

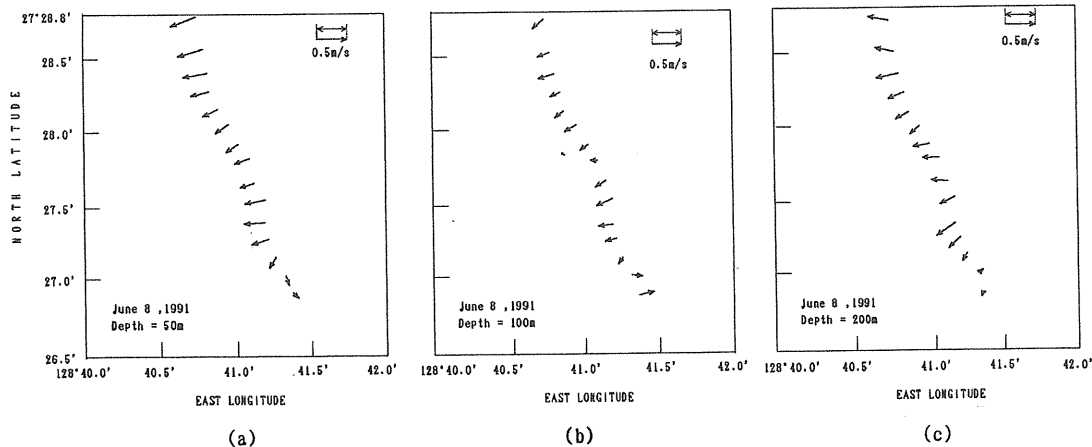


図 5 潮流、流向

$$\Delta H_{LH} = \Delta H_E + (\Delta H_E)_P + \Delta H_{FP} + \Delta H_{LO} \quad \text{-----}(9)$$

$$\Delta H_{LC} = \Delta H_C + \Delta H_{FC} + (\Delta H_C)_P + (\Delta H_{FC})_P + \Delta H_{CW} \quad \text{-----}(10)$$

$$\Delta H_F = (\Delta H_F)_{\Delta P} + (\Delta H_F)_P + (\Delta H_F)_E + (\Delta H_F)_C \quad \text{-----}(11)$$

ここで、 ΔH_E は蒸発器内の圧力損失、 $(\Delta H_E)_P$ は蒸発器まわりの配管損失、 ΔH_{FP} はフラッシュ室配管部の損失、 ΔH_{LO} はフラッシュ室の排出損失、 ΔH_C は凝縮器まわりの配管損失、 ΔH_{FC} は造水用凝縮器内の圧力損失、 $(\Delta H_{FC})_P$ は造水用凝縮器まわりの配管損失、 ΔH_{CW} は冷海水取水管の損失、 $(\Delta H_F)_{\Delta P}$ は作動流体の圧力差による損失、 $(\Delta H_F)_P$ は配管損失、 $(\Delta H_F)_E$ は蒸発器内部の損失、 $(\Delta H_F)_C$ は凝縮器内部の損失である。式(9)中の ΔH_E 、 ΔH_{FP} 、 ΔH_{LO} 、式(10)中の ΔH_C 、 $(\Delta H_C)_P$ 、 $(\Delta H_{FC})_P$ 、式(11)中の $(\Delta H_F)_{\Delta P}$ 、 $(\Delta H_F)_P$ 、 $(\Delta H_F)_E$ 、 $(\Delta H_F)_C$ については、本研究では、前報⁽¹²⁾と同様に計算を行った。

5・2 配管損失の検討

図7は、ハイブリッドサイクルOTECシステムの配管構成図を示す。この節では、ハイブリッドサイクルOTECシステムの配管構成を考え、式(9)中の蒸発器ま

わりの配管損失 $(\Delta H_E)_P$ とフラッシュ室配管部の損失 ΔH_{FP} 、また、式(10)中の凝縮器まわりの配管損失 $(\Delta H_C)_P$ と造水用凝縮器まわりの配管損失 $(\Delta H_{FC})_P$ について、配管損失の見積を詳細に行った。

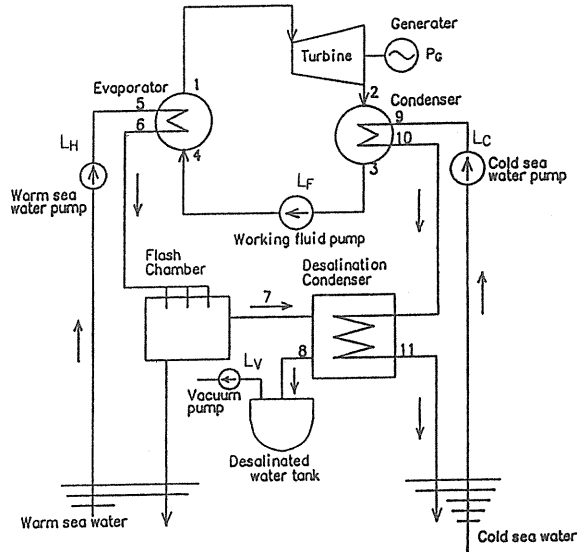


図6 ハイブリッドサイクル
海洋温度差発電システムの原理図

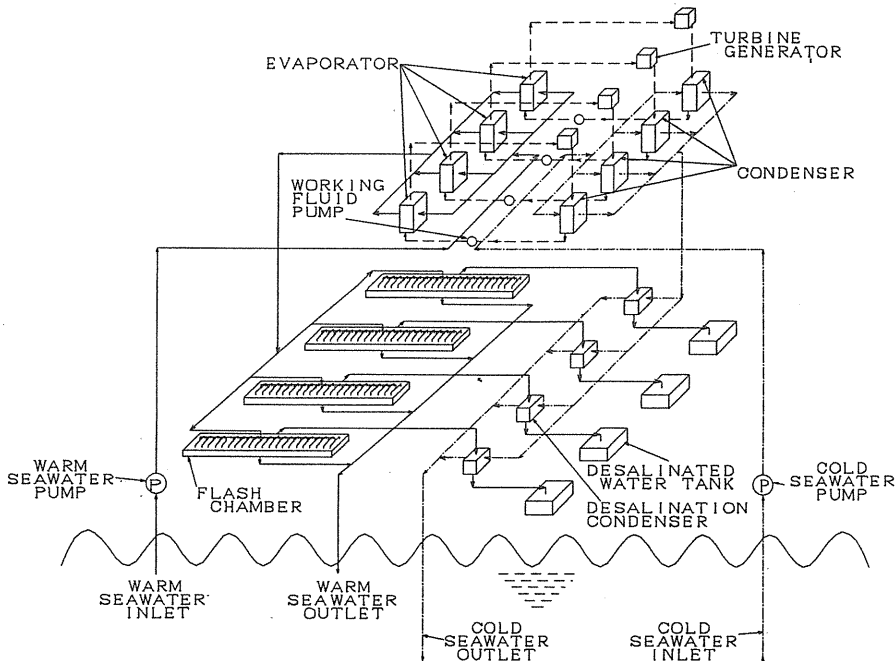


図7 ハイブリッドサイクルOTECシステムの配管構成図

5・2・1 蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器まわりの配管

図8は、蒸発器、凝縮器のまわりの配管詳細図を示す。熱交換器まわりの配管損失は、蒸発器、凝縮器とも同様に考えた。

図9は、造水用凝縮器のまわりの配管詳細図を示す。蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器の分岐損失 h_D 、合流損失 h_C 、管摩擦損失 h_f は、それぞれ、次式で計算を行った。

$$h_D = \zeta V_D^2 / 2g \quad \text{-----} (12)$$

$$h_C = \zeta V_C^2 / 2g \quad \text{-----} (13)$$

$$h_f = \lambda l V^2 / (2gD) \quad \text{-----} (14)$$

表1は、蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器についての配管損失係数の計算方法を示す。図8中の①～⑥の場所、図9中の①～⑧の場所で、それぞれの場合の損失係数 ζ は、表1を用いて計算を行った⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾。

式(14)中の λ については、文献[15]を使用した。

5・2・2 フラッシュ室配管

図10は、図7のフラッシュ室の配管を詳細に示したものである。式(9)中のフラッシュ室配管部の損失 ΔH_{fp} は、次式で表される。

$$\Delta H_{fp} = \Delta H_{HDP} + \Delta H_{HPT} + \Delta H_{HPT} + \Delta H_{HPN} \quad \text{-----} (15)$$

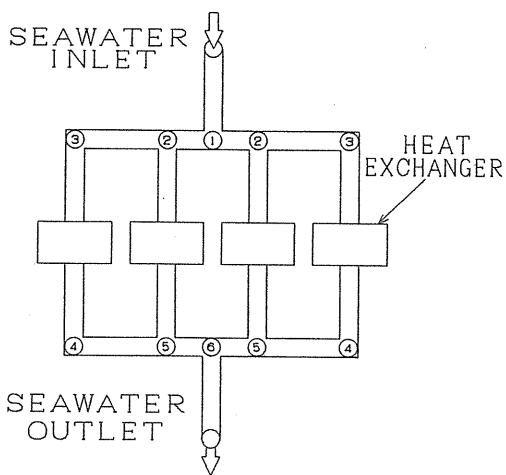


図8 蒸発器、凝縮器まわりの配管図

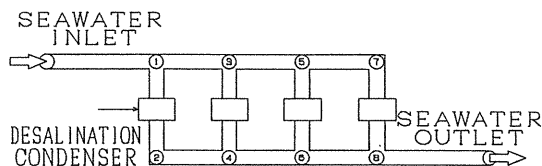


図9 造水用凝縮器まわりの配管図

表1 配管損失係数

	$\zeta_A = 0.045 + 1.38 \times \left(\frac{Q_2}{Q_3}\right) - 0.9 \times \left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)^2$ $\zeta_B = 1.09 - 0.53 \times \left(\frac{Q_1}{Q_3}\right) - 1.48 \times \left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)^2$
	$\zeta_A = 0.65 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1} - 0.22\right)^2 - 0.33$ $\zeta_B = 0.99 - 0.82 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right) + 1.02 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2$
	$\zeta_A = 1.19 - 1.73 \times \left(\frac{Q_2}{Q_3}\right) + 1.34 \times \left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)^2$
	$\zeta_B = 0.59 + 1.18 \times \left(\frac{Q_3}{Q_1}\right) - 0.68 \times \left(\frac{Q_3}{Q_1}\right)^2$
	$\zeta_A = 1.17$ $\zeta_B = 1.13$

ここで、 ΔH_{HDP} は連続等分布分配管損失であり、 ΔH_{HPT} は配管部の管摩擦である。この ΔH_{HDP} と ΔH_{HPT} の損失は、文献[15]を使用した。 ΔH_{HPT} は分岐・合流損失である。これらの計算は、式(12)、(13)を用いて行った。

ΔH_{Fn} はノズル損失であり、次式で示す。

$$\Delta H_{Fn} = 0.05 \{1 - (D_N^2 / D_{FLP1}^2)^2\} (V_N^2 / 2g) \quad (16)$$

ここで、 D_N はノズルの直径である。 D_{FLP1} は、図10中でのFLP1管の直径である。 V_N はノズル流速である。

5.3 熱伝達

式(2)中の蒸発器の真実伝熱面積 A_E 、凝縮器の真実伝熱面積 A_C 、造水用凝縮器の真実伝熱面積 A_{TC} は、次式より求めた。

$$A_E = Q_E / \{K_E(\Delta T_m)_E\} \quad (17)$$

$$= G_H C_{PH} (T_{H1} - T_{H0}) / \{K_E(\Delta T_m)_E\} \quad (18)$$

$$A_C = Q_C / \{K_C(\Delta T_m)_C\} \quad (19)$$

$$= G_C C_{PC} (T_{C0} - T_{C1}) / \{K_C(\Delta T_m)_C\} \quad (20)$$

$$A_{TC} = Q_{TC} / \{K_{TC}(\Delta T_m)_{TC}\} \quad (21)$$

$$= G_C C_{PC} (T_{C0} - T_{CT1}) / \{K_{TC}(\Delta T_m)_{TC}\} \quad (22)$$

ここで、 Q_E 、 Q_C 、 Q_{TC} 、 $(\Delta T_m)_E$ 、 $(\Delta T_m)_C$ 、 $(\Delta T_m)_{TC}$ は、それぞれ、蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器での交換熱量と対数平均温度差で、次式より求められる。

$$Q_E = G_F (h_1 - h_4) \quad (23)$$

$$Q_C = G_F (h_2 - h_3) \quad (24)$$

$$Q_{TC} = G_T L \quad (25)$$

$$(\Delta T_m)_E = \{(T_{H1} - T_E) - (T_{H0} - T_E)\} / \ln \{(T_{H1} - T_E) / (T_{H0} - T_E)\} \quad (26)$$

$$(\Delta T_m)_C = \{(T_C - T_{C1}) - (T_C - T_{C0})\} / \ln \{(T_C - T_{C1}) / (T_C - T_{C0})\} \quad (27)$$

$$(\Delta T_m)_{TC} = \{(T_T - T_{CT1}) - (T_T - T_{CT0})\} / \ln \{(T_T - T_{CT1}) / (T_T - T_{CT0})\} \quad (28)$$

6. 条件および計算方法

評価関数 γ は、作動流体、発電端出力 P_G 、温海水入口温度 T_{H1} 、冷海水入口温度 T_{C1} 、熱交換器の材質等の設計条件因子が与えられると蒸発温度 T_E 、凝縮

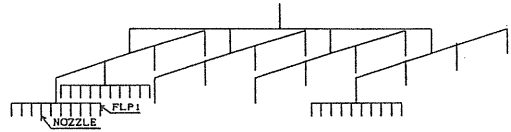


図10 フラッシュ室の配管図

温度 T_C 、フラッシュ蒸発温度 T_T 、冷海水取水管の長さ l_{CW} 、直径 D_{CW} 、熱交換器のプレート伝熱面の長さ ΔX 、幅 ΔL 、伝熱面の厚さ δ 、熱伝導率 k_w 、流路間隔 ΔY 、各ポンプ効率 η_{PL} 、 η_{PF} 、 η_{PV} 、タービン効率 η_T 、発電機効率 η_g 、温海水流量 G_H 、冷海水流量 G_C 、作動流体流量 G_F 、配管の損失 ΔH_P 、フラッシュ室ノズル径 D_n 、フラッシュ室長 l_T 、フラッシュ室内圧力 P_T 、温海水の流速 V_H 、冷海水の流速 V_C 、造水用凝縮器内冷海水の流速 V_{TC} の関数で、次式によって与えられる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, T_T, l_{CW}, D_{CW}, \Delta X_E, \Delta X_C, \Delta X_{TC}, \Delta L_E, \Delta L_C, \Delta L_{TC}, \delta, k_w, \Delta Y_E, \Delta Y_C, \Delta Y_{TC}, \Delta Y_{FE}, \Delta Y_{FC}, \Delta Y_{FEC}, \eta_{PL}, \eta_{PF}, \eta_{PV}, \eta_T, \eta_g, G_H, G_C, G_F, \Delta H_P, D_n, l_T, P_T, V_H, V_C, V_{TC}) \quad (29)$$

式(29)の34個の変数の中で、工作上の制約や理論的計算によって決められるものは変数から外し、入力データとするのが実用的であるので、本報では、変数を限定し、式(29)の変数を次の様に表した。

$$\gamma = f(T_E, T_C, V_H, V_C, V_{TC}) \quad (30)$$

式(30)の5個の独立変数を変化させて、 γ が最小になる値を求める。ここでは、最急勾配法を用いて最適計算を行った。

図11にハイブリッドサイクルOTECシステムの計算の流れ図を示す。

7. 計算結果

本報では、作動流体にアンモニア、熱交換器にプレート式熱交換器を用いて、発電端出力10MWの場合について述べる。入力データとしては、 $l_{CW}=3600\text{mm}$ 、 $D_{CW}=5.0\text{mm}$ 、 ΔX_E 、 ΔX_C 、 $\Delta X_{TC}=4.0\text{mm}$ 、 ΔL_E 、 ΔL_C 、 $\Delta L_{TC}=1.5\text{mm}$ 、 $\delta=1.0\text{mm}$ 、 ΔY_E 、 ΔY_C 、 ΔY_{TC} 、 ΔY_{FE} 、 ΔY_{FC} 、 $\Delta Y_{FEC}=0.5\text{mm}$ 、 $\eta_{PL}=0.8$ 、 $\eta_{PF}=0.75$ 、 $\eta_{PV}=0.75$ 、 $\eta_T=0.85$ 、 $\eta_g=0.96$ 、 $D_n=10.0\text{mm}$ 、 $l_T=800\text{mm}$ を用いた。

熱交換器(蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器)のプレ-

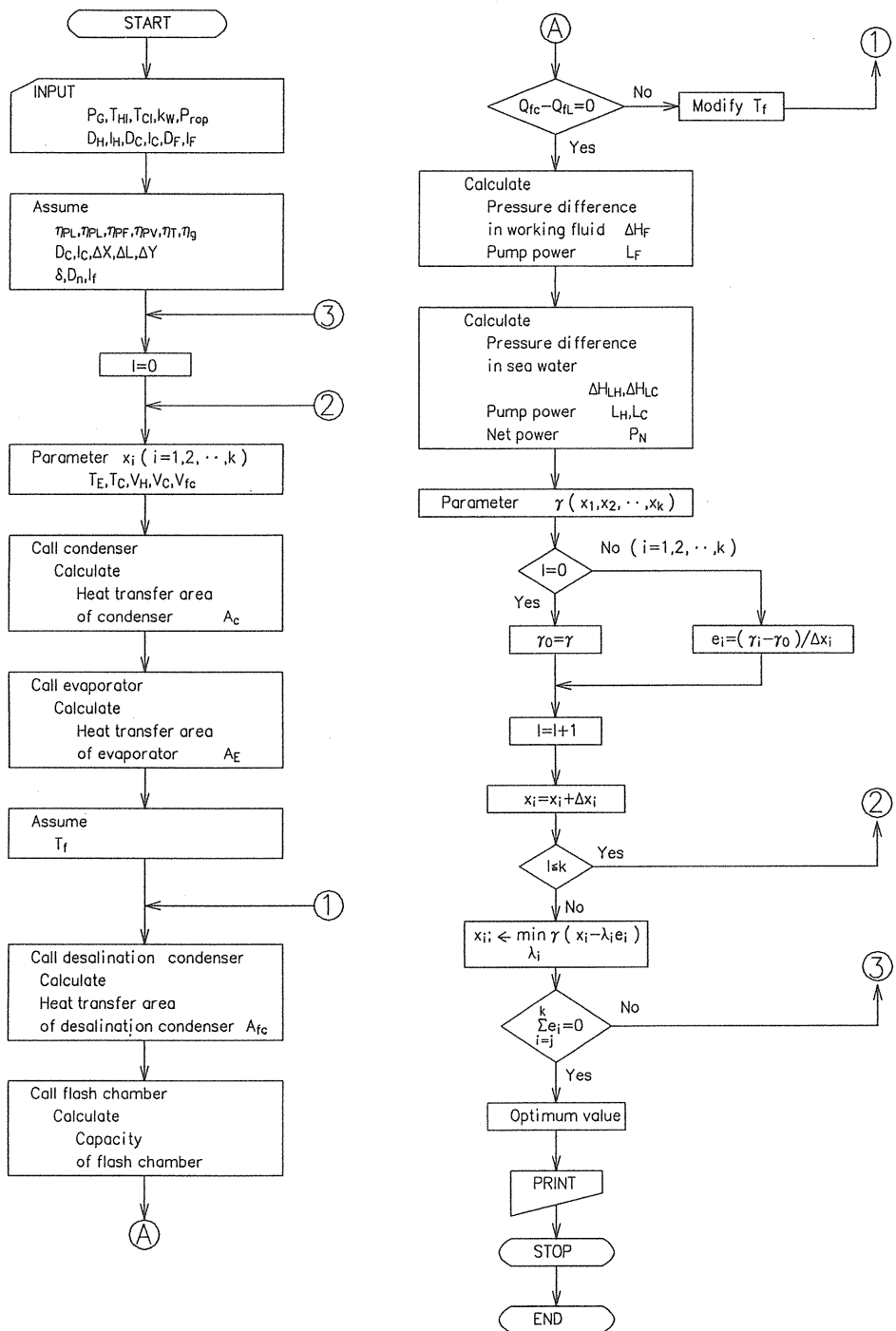


図 11 ハイブリッドサイクル OTEC システムの計算のフローチャート

表 2 発電端出力 10 (MW) 計算結果

*(JODC)

MONTH		6	8	10*	11*
TEMPERATURE					
WARM SEA WATER INLET	(°C)	26.20	28.70	27.41	25.10
COLD SEA WATER INLET	(°C)	7.20	7.30	6.69	6.92
HEAT TRANSFER AREA					
EVAPORATOR	$\times 10^4$ (m ²)	5.09	3.43	3.86	6.02
CONDENSER	$\times 10^4$ (m ²)	4.32	2.83	3.17	5.16
FLASH CONDENSER	$\times 10^4$ (m ²)	2.47	1.82	1.92	2.84
TOTAL	$\times 10^4$ (m ²)	11.88	8.08	8.91	14.02
POWER					
OUTPUT POWER	(MW)	4.46	5.14	4.95	4.20
W.S.W. PUMPING POWER	(MW)	3.28	2.80	2.97	3.46
C.S.W. PUMPING POWER	(MW)	1.69	1.58	1.57	1.75
W.F. PUMPING POWER	(MW)	0.23	0.23	0.22	0.22
VACCU PUMPING POWER	(MW)	0.34	0.26	0.29	0.37
MASS FLOW RATE					
WARM SEA WATER	(t/s)	24.65	20.84	22.16	26.02
COLD SEA WATER	(t/s)	27.75	23.26	24.09	29.76
WORKING FLUID	(t/s)	0.31	0.27	0.28	0.32
FRESH WATER	(t/h)	527.84	531.64	526.80	526.84
PRESSURE LOSS					
EVAPORATOR (INSIDE)	(m)	0.41	0.64	0.57	0.32
FLASH CHAMBER	(m)	10.41	10.28	10.32	10.46
TOTAL	(m)	10.82	10.92	10.89	10.78
CONDENSER (FRICTION)	(m)	1.33	0.96	1.03	1.52
CONDENSER (DENSITY)	(m)	1.78	2.10	1.97	1.67
CONDENSER (INSIDE)	(m)	0.43	0.97	0.60	0.34
FLASH CONDENSER	(m)	1.32	1.75	1.63	1.14
TOTAL	(m)	4.86	5.78	5.23	4.67
OBJECT FUNCTION					
r_{min}	(m ² /kW)	26.61	15.72	18.08	33.40
THERMAL EFFICIENCY					
η OF RANKINE CYCLE	(%)	3.24	3.69	3.53	3.10

ト材質には、それぞれ、チタニウム [$k_w = 17.17 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]を用い、海水、水、アンモニアの物性値には、それぞれ、文献[16-18]を使用した。

表2は、沖永良部海域に於ける調査データ(6,8月)とJODCのデータ(10,11月)を参考にした計算結果を示す。表中は、ランキンサイクル熱効率、蒸発器と凝縮器及び造水用凝縮器の伝熱面積、正味出力、各々のポンプ動力、温冷海水流量、造水量、圧力損失、最小評価関数等を示す。

7・1 最小評価関数

図12は、温冷海水入口温度差($T_{HI}-T_{CI}$)と最小評価関数 γ_{min} との関係を示したものである。図12よ

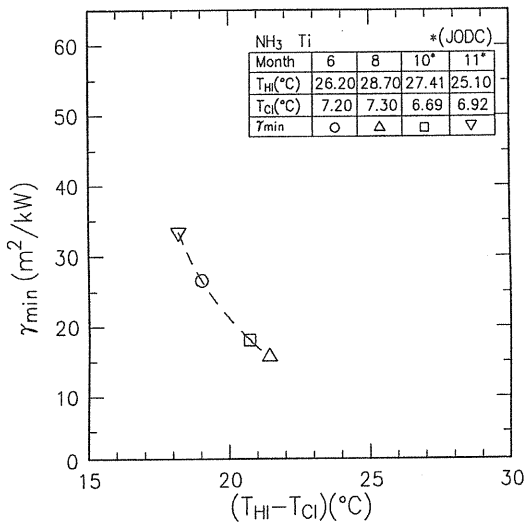


図 12 最小評価関数

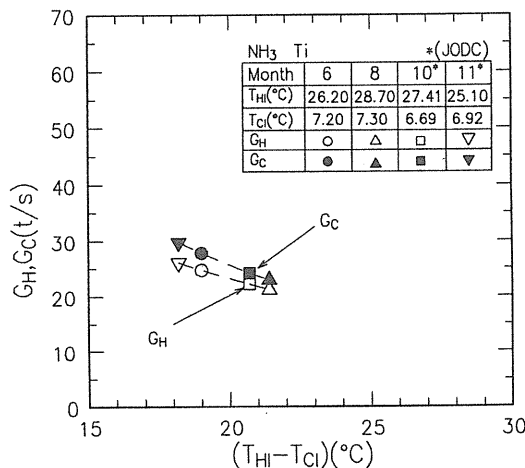


図 13 温冷海水流量

り、温冷海水入口温度差($T_{HI}-T_{CI}$)が大きくなるに従って、 γ_{min} は減少していくことが分かる。例えば、8月には($T_{HI}-T_{CI}$)が 21.40°C で、 γ_{min} は、 $15.72\text{m}^2/\text{kW}$ となり、11月には($T_{HI}-T_{CI}$)が 18.18°C で、 γ_{min} が $33.46\text{m}^2/\text{kW}$ となった。11月の γ_{min} は、8月の γ_{min} の約2倍となり、この結果より、1kW発電するためには、11月は8月の2倍の熱交換器の伝熱面積

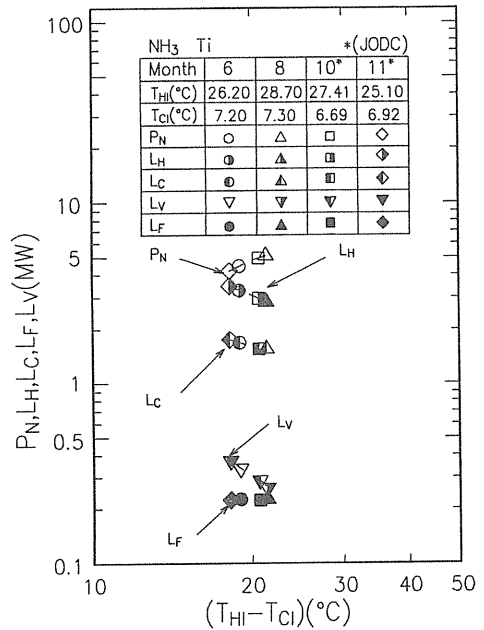


図 14 正味出力とポンプ動力

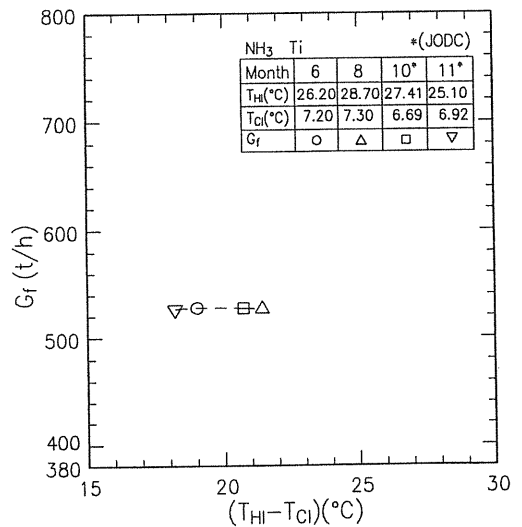


図 15 造水量

表 3. 各構成機器の設置寸法

	縦 (m)	横 (m)	高さ (m)	設置面積 (m^2)
蒸発器	40	60	12	2400
凝縮器	40	60	12	2400
造水用凝縮器	80	16	12	1280
フラッシュ室	50	25	19	1250
プラント敷地	300	150		45000

あることがわかる。

本報で用いたデータの温度範囲では、 r_{min} は、温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)のみで決まる。温度差が 20°C の場合、最小評価関数 r_{min} は約 $21.5\text{m}^2/\text{kW}$ となる。

7・2 温冷海水流量

図13は、温冷海水入口温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)と温冷海水流量 G_H 、 G_C との関係を示す。図からわかるように、温度差が大きくなるにつれて温冷海水流量は、ともに減少している。また、温度差 20°C のとき、温海水流量は約 23t/s 、冷海水流量は約 25t/s である。

7・3 正味出力とポンプ動力

図14は、温冷海水入口温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)と正味出力 P_N 、温冷海水ポンプ動力 L_H 、 L_C 、作動流体ポン

プ動力 L_F 、真空ポンプ動力 L_v との関係を示したものである。正味出力 P_N は、温度差が大きくなるに従って、大きくなっている。この原因は、ポンプ動力(作動流体ポンプ以外)がいずれも、温度差が大きくなるに従って、小さくなっているためである。正味出力 P_N は、温度差が 20°C の場合、約 4.8MW となっている。作動流体ポンプ動力は、温度差に関係なく、ほとんど一定である。

7・4 造水量

図15は、温冷海水入口温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)と造水量 G_r の関係を示したものである。造水量 G_r の値を決定するパラメータは、温海水流量とのフラッシュ室内液温降下の2つである。一般に温冷海水入口温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)が大きくなると、温海水流量は小さくなり、フラッシュ室内液温降下は大きくなる。本報で用いたデータの温度範囲では、この温海水流量とフラッシュ室内液温降下が互いに打ち消し合い、図15からわかるように、どの月も造水量 G_r は、ほぼ一定で約 530t/h となっている。

7・5 淡水化比

図16は、温冷海水入口温度差($T_{Hi}-T_{Ci}$)と淡水化比 $\{(G_r/G_H) \times 100\}$ との関係を示したものである。図からわかるように、温度差が大きくなるに従って、淡水化比は、大きくなっている。この原因は、7.4節で述べた造水量が一定に対して、温海水流量は温度差が大きくなるに従って小さくなるためである。温度差が 20°C の場合、淡水化比は、約 0.63 が得られる。

8. ハイブリッドサイクル OTECシステムの配置図

図17は、沖永良部海域に於けるハイブリッドサイクルOTECシステムの配置図を示す。

この配置図は、沖永良部海域調査と計算結果に基づ

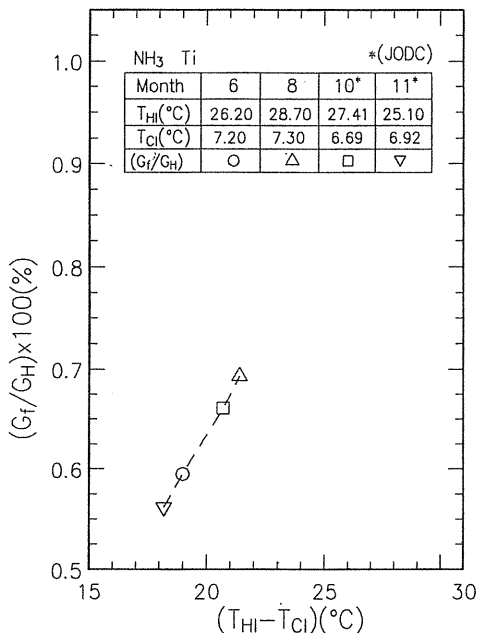


図 16 淡水化比

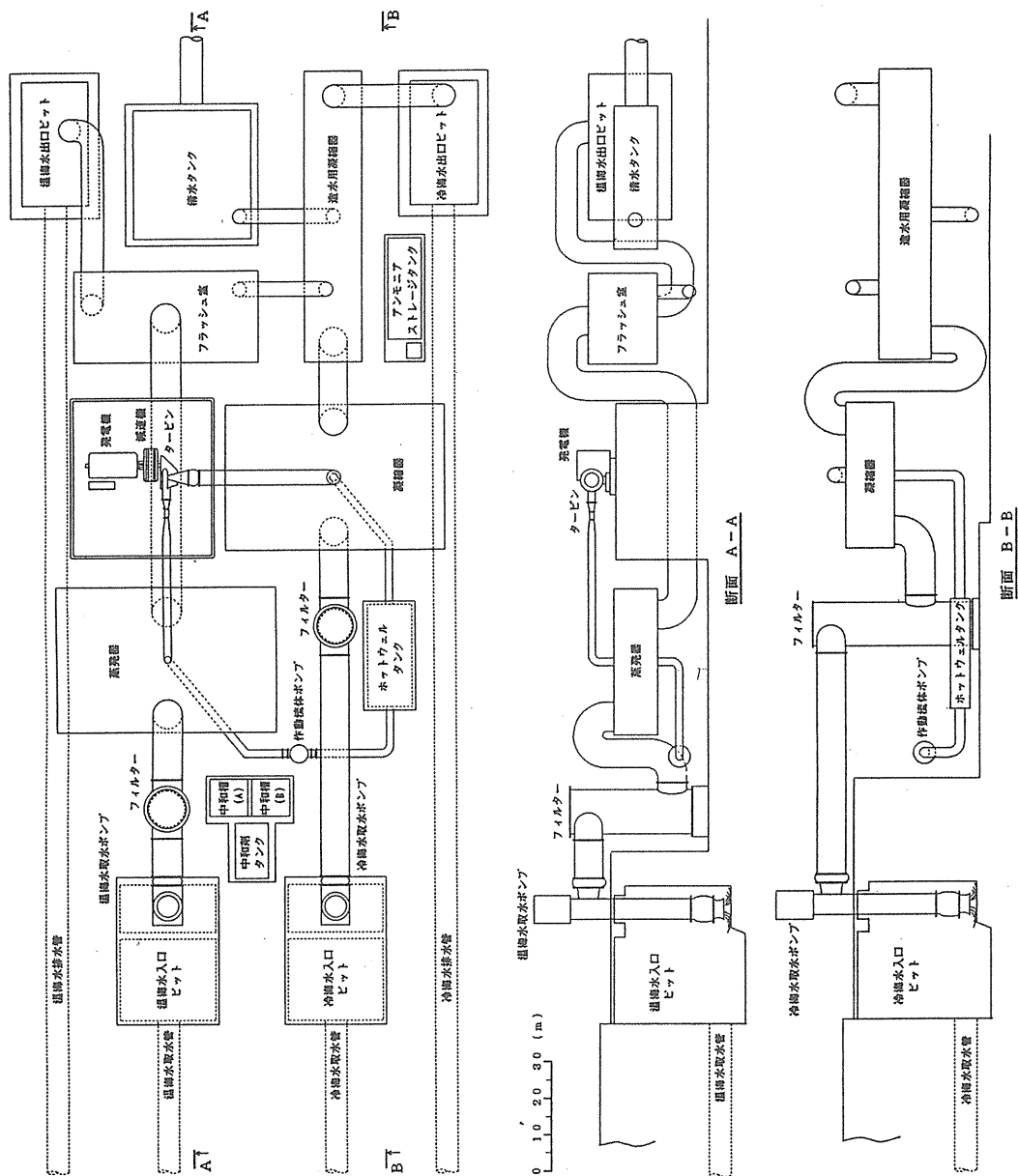


図 17 ハイブリッドサイクルOTECシステムの配置図

いて設計したものである。

表3は、各構成機器の設置寸法を示す。蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器、フラッシュ室の大きさは、それぞれ、 28800 m^3 、 28800 m^3 、 15360 m^3 、 23750 m^3 である。

9. 結 語

本報では、OTECの設置場所に、沖永良部海域を選び、海象データを測定した。そして、そのデータを使用し、ハイブリッドサイクルOTECシステム全体の性能解析を行った。以下にその結果を示す。

(1) 正味発電出力 P_N 当りの総伝熱面積 A_T 、すなわち、 r_{min} は、温度差 20°C の場合、約 $21.5 \text{ m}^2/\text{kW}$ になる。また、 r_{min} は、11月は、8月の2倍である。

(2) 温冷海水流量 G_H 、 G_C は、温度差が大きくなるに従って、いずれも小さくなる。温度差 20°C の場合、温冷海水流量は、それぞれ、約 23 t/s 、約 25 t/s である。

(3) 正味出力は、温度差が大きくなるに従って、大きくなる。温度差 20°C の場合、約 4.8 MW になる。

(4) 造水量 G_r は、月によってほとんど変化がなく、一定で、その値は約 530 t/h となった。

(5) 淡水化比は、温度差が大きくなるに従って、大きくなる。温度差 20°C の場合、約 0.63 が得られる。

(6) ハイブリッドサイクルOTECシステムの配置図を図17に示した。

終わりに、本研究には、水産大学校の卒研生の大原順一君、播澄人君が参加した。ここに感謝の意を表す。

文 献

- (1) Panchal, C.B. and Bell, K. J., Trans. ASME, J. Solar Energy Eng., 109(1987), 156.
- (2) 上原・中岡, 機論, 50-453, B (昭59), 1325.
- (3) 上原・中岡, 機論, 50-456, B (昭59), 1955.
- (4) 上原・ほか 2名, 冷凍, 59-670, (昭59), 3.
- (5) 上原・ほか 2名, 冷凍, 58-668, (昭58), 549.
- (6) 上原・ほか 2名, 冷凍, 58-673 (昭58), 1017.
- (7) Uehara, H., Nakaoka, T., Nagasaki, S., and Yokoyama, H., Proc., 7th Ocean Energy Conf., (1980), 14.4-1.
- (8) Uehara, H., Dilao., C.O., and Nakaoka., T., J. Solar Energy, 41-5(1988), 431.
- (9) 乾・ほか 5名, OTEC, 3, (1990), 1
- (10) 日本海洋データセンター, 各層観測データ, 海上保安庁.
- (11) 上原, 海洋温度差発電読本, (昭57), オーム社.
- (12) Uehara, H., Miyara, A., Nakaoka, T., Proc., First PACOMS, (1990), 247.
- (13) Ito, H., Imai, K., J. of Hyd. Div., ASCE, 99-HY9, (1973), 1353.
- (14) 伊藤, 分岐・合流管における流れの静特性研究 分科会研究成果報告書, 日本機械学会, (昭43), 145.
- (15) 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, (昭54), 47.
- (16) 日本冷凍協会, 冷凍空調便覧, (昭56), 211.
- (17) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, (昭58), 208.
- (18) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, (昭41), 108.