

インテグレートハイブリッドサイクルを用いた 海洋温度差発電プラントと淡水化プラントの性能解析

上原 春男^{*1} 中岡 勉^{*2}

Performance Analysis of an OTEC Plant and a Desalination Plant Using an Integrated Hybrid Cycle

Haruo UEHARA and Tsutomu NAKAOKA

This paper describes the performance analysis of an OTEC plant using an integrated hybrid cycle (I-H OTEC Cycle). The I-H OTEC cycle is a combination of a closed cycle OTEC plant and a spray flash desalination plant. In I-H OTEC cycle, warm sea water evaporate the ammonia liquified in OTEC evaporator, enter the flash chamber and evaporate. The evaporated steam enter the desalination condenser and is condensed by the cold sea water passed through the OTEC condenser. The optimization of the I-H OTEC cycle is analysed by the method of steepest descent. The total heat transfer area of heat exchanger per net power is used as an objective function. Numerical results are reported for a 10 MW I-H OTEC cycle with plate-type heat exchangers and ammonia as working fluid. The results are compared with that of a joint hybrid OTEC cycle (J-H OTEC Cycle) system.

Key Words: Ocean Thermal Energy Conversion, Heat Exchanger, Optimum Design, Performance Analysis

1. 緒言

海洋温度差発電 (OTEC) は、海洋の表層海水 (15 ~ 30°C) と深層海水 (0 ~ 7°C) 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¹⁾。現在、この海洋温度差発電は、研究段階から実用化の段階に入りつつある。

この海洋温度差発電の設置を希望する国は、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合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。

従来の海水淡水化法には、大容量に適している多段フラッシュ蒸発法 (MSF) が使用されている。しかし、この発電システムと組合せた場合、従来のものでは、液位による蒸発の抑制や蒸発後の液温降下した海水と蒸発前の高温海水が混合する場合がある。そこで、上原ら²⁾が提案したスプレーフラッシュ蒸発法を用いると、従来のものに比べ、急速かつ完全な蒸発が誘起でき、しか

も、ノズル流入液温度が低くても、十分な蒸発が得られる。そのために、海水淡水化装置の高性能化が要求されるハイブリッド OTEC システムにおいては、このスプレーフラッシュ蒸発法が有効である。

著者ら³⁾は、海洋温度差発電システムの蒸発器と海水淡水化装置の凝縮器とを兼ねたジョイントハイブリッド OTEC サイクル (J-H OTEC cycle 又は、J-H cycle という) について性能解析を行った。この J-H cycle の場合、発電量に重点をおくと、造水量が減少する。また、逆に、造水量に重点をおくと、発電量が減少する特性を示す。本報では、これらの特性を改善するため、発電システムと海水淡水化システムを分離したインテグレートハイブリッド OTEC サイクル (I-H OTEC cycle 又は、I-H cycle という) について検討する。

本報では、熱交換器にプレート式を、作動流体にアンモニアを用い、発電端出力 10MW の場合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述べる。

主な記号

A = 伝熱面積

BPR = 溶解成分による沸点上昇

B_0 = ボンド数

*原稿受付 1994 年 12 月 24 日

^{*1} 正員、佐賀大学理工学部 (〒840 佐賀市本庄町 1)

^{*2} 正員、水産大学校機関学科 (〒759-65 下関市永田町 2-7-1)

Bo^* = 修正ボンド数
 c_p = 定圧比熱
 D = 直径
 D_{eq} = 相当直径
 f_p = 圧力係数
 g = 重力の加速度
 Gr = グラスホフ数
 h = エンタルピー、溝の深さ
 H = 顕潜熱比
 H_A = Henry 定数
 k = 熱伝導率
 l = 長さ
 L = 潜熱
 ΔL = プレート伝熱面の幅
 m = 質量流量
 m_A = 放出溶存空気容積
 M = 形状係数
 $NETD$ = 非平衡温度差
 Nu = ヌッセルト数
 p = ピッチ
 P = 出力、圧力
 Pr = プラントル数
 $P_{r,op}$ = 物性値
 ΔP = 圧力差
 q = 熱流束
 Q = 熱流量
 Re = レイノルズ数
 t = 液滞留時間
 T = 温度
 ΔT = 温度差
 ΔT_m = 対数平均温度差
 u = 平均流速
 U = 熱通過係数
 V = 流速
 W_e = ウェバー数
 X = 無次元数
 ΔX = プレート伝熱面の長さ
 Y = 無次元数
 ΔY = プレート伝熱面の間隔
 α = 熱伝達係数
 γ = 評価関数
 δ = プレート伝熱面の厚さ
 η = 効率
 κ = 比熱比
 λ = 摩擦係数

μ = 粘性係数
 ν = 動粘性係数
 ρ = 密度
 σ = 表面張力

添字

a = 大気圧
 ad = 断熱圧縮
 A = 空気
 B = 沸騰
 C = 凝縮
 CP = 連続等分布集合管
 CDP = 連続等分布分配管
 CS = 冷海水
 CW = 冷海水取水管
 d = 密度差
 D = 排水
 DC = 造水用凝縮器
 E = 蒸発器
 f = フラッシュ蒸発室、摩擦
 g = 発電機
 G = 発電端
 h = 表層
 I = 入口
 l = 深層
 L = 液体
 min = 最小
 n = ノズル
 N = 正味
 O = 出口
 P = 配管
 Ran = ランキンサイクル
 T = タービン
 V = 蒸発、真空
 W = 壁面
 WF = 作動流体
 WS = 温海水

2. インテグレートハイブリッドサイクル

図1には、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合わせたI-H OTEC cycleの原理図を示す。

図2に示すように、J-H OTEC cycle³⁾では、OTEC発電システムの蒸発器と海水淡水化装置の凝縮器とを兼

ねている。しかし、本報のI-H OTEC cycleは、発電システムと海水淡水化システムが分離して設置されている。

図3は、I-H OTEC cycle システムを $T-s$ 線図で表したものである。

作動流体は、循環ポンプによって蒸発器へ送られる。そこで、表層の温海水によって加熱され、蒸発し、蒸気となる。蒸気は、タービンを通過することによって、タービンと発電機を回転させて発電する。タービンを出た蒸気は、凝縮器で深層の冷海水によって冷却され、再び液体となる。一方、蒸発器で熱交換を行った温海水は、ノズルより噴出され、真空ポンプによって減圧されたフラッシュ蒸発室に入り、ここで、スプレーフラッシュ蒸発をする。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冷却され、凝縮し淡水となる。

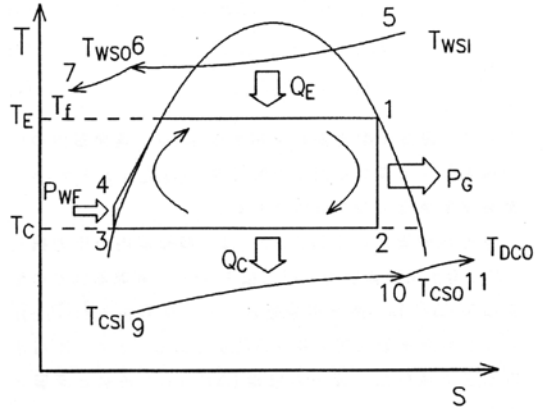


図3 I-H OTEC cycle の $T-s$ 線図

3. 評価関数

海洋温度差発電の場合は、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る。また、I-H OTEC cycle の場合には、造水用凝縮器を設置しなければならない。そのため、OTEC のみの場合より伝熱面積は増加する。さらに、I-H OTEC cycle システムは、海洋温度差発電システムと同様に、膨大な量の海水を利用する。また、海水淡水化装置において、スプレーフラッシュ蒸発を促進させるために、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。従って、本報のI-H OTEC cycle システムの最適システムの評価は、海洋温度差発電システムの場合と同様に、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。

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

すなわち、この γ の関数が最小になる条件を、このI-H OTEC cycle システムの最適なものとする。

4. 基本式

4.1 正味出力

式(1)の正味出力 P_N は、

$$P_N = P_G - (P_{WS} + P_{CS} + P_{WF} + P_V) \quad (2)$$

で示される。ここで、 P_G は発電端出力、 P_{WS} 、 P_{CS} 、 P_{WF} 、 P_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。

$$P_G = m_{WF} \eta_T \eta_g (h_1 - h_2) \quad (3)$$

$$P_{WS} = m_{WS} g \Delta P_{WS} / \eta_{PL} \quad (4)$$

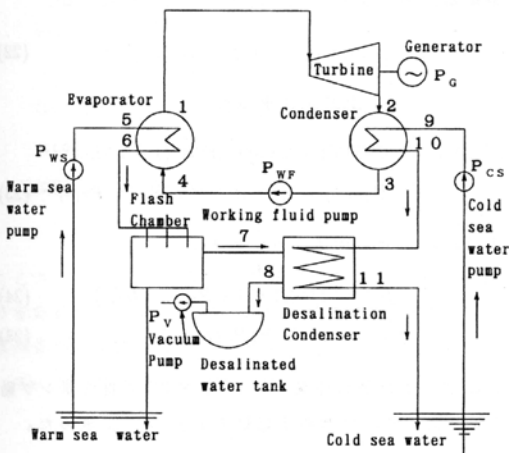


図1 I-H OTEC cycle の原理図

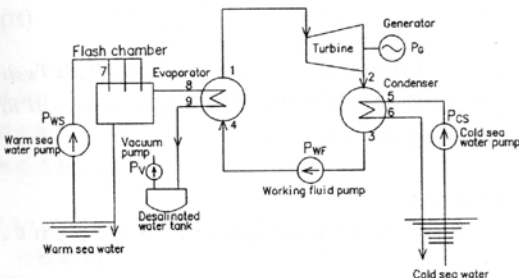


図2 J-H OTEC cycle の原理図

$$P_{CS} = m_{CS}g\Delta P_{CS}/\eta_{PL} \quad (5)$$

$$P_{WF} = m_{WFG}\Delta P_{WF}/\eta_{PF} \quad (6)$$

$$P_V = P_{ad}/\eta_{PV} \quad (7)$$

ここで、温海水配管部の全損失 ΔP_{WS} は、蒸発器内の圧力損失 ΔP_E と蒸発器回りの配管損失 $(\Delta P_E)_P$ とフラッシュ蒸発室配管部の損失 ΔP_f である。

冷海水配管部の全損失 ΔP_{CS} は、凝縮器内の圧力損失 ΔP_C 、造水用凝縮器内の圧力損失 ΔP_{DC} 、凝縮器回りの配管損失 $(\Delta P_C)_P$ 、造水用凝縮器回りの配管損失 $(\Delta P_{DC})_P$ および冷海水取水管の損失 ΔP_{CW} である。また、冷海水取水管の損失は、管内の摩擦 $(\Delta P_{CW})_f$ と表層と深層との海水の密度差 $(\Delta P_{CW})_d$ による損失の和である。

ΔP_{WS} 、 ΔP_{CS} は、それぞれ、次式で与えられる。

$$\Delta P_{WS} = \Delta P_E + (\Delta P_E)_P + \Delta P_f \quad (8)$$

$$\Delta P_{CS} = \Delta P_C + \Delta P_{DC} + (\Delta P_C)_P + (\Delta P_{DC})_P + \Delta P_{CW} \quad (9)$$

ここで、 ΔP_E 、 ΔP_C と ΔP_{DC} は、次式より求める。

$$\Delta P_E, \Delta P_C, \Delta P_{DC} = \lambda(V^2/2g)(l/D_{eq}) \quad (10)$$

次に、蒸発器回りの配管損失 $(\Delta P_E)_P$ 、凝縮器回りの配管損失 $(\Delta P_C)_P$ と造水用凝縮器回りの配管損失 $(\Delta P_{DC})_P$ は、次式で計算を行った。

$$(\Delta P_E)_P = 0.5 \quad (11)$$

$$(\Delta P_C)_P + (\Delta P_{DC})_P = 0.5 \quad (12)$$

冷海水取水管の損失 ΔP_{CW} は、次式で表される。

$$\Delta P_{CW} = (\Delta P_{CW})_f + (\Delta P_{CW})_d \quad (13)$$

ここで、管内の摩擦による損失 $(\Delta P_{CW})_f$ と、表層と深層の海水の密度差による損失 $(\Delta P_{CW})_d$ は、次式より求めた。

$$(\Delta P_{CW})_f = 6.82l_{CW}/D^{1.17}(V/C_H)^{1.85}, \quad (14)$$

$$(C_H = 100)$$

$$(\Delta P_{CW})_d = l_{CW} - 1/(\rho_C)[1/2((\rho_C)h + (\rho_C)l)l_{CW}] \quad (15)$$

フラッシュ蒸発室配管部の損失 ΔP_f は、次式で表される。

$$\Delta P_f = \Delta P_{CDP} + \Delta P_{CF} + \Delta P_n + \Delta P_D \quad (16)$$

ここで、 ΔP_{CDP} は連続等分布配管損失⁴⁾、 ΔP_{CF} は連続等分布集合管損失⁴⁾、 ΔP_n はノズル損失である。排出損失 ΔP_D は、次式で表される。

$$\Delta P_D = (P_a - P_f)/\rho_f g \quad (17)$$

ここで、液温降下した温海水は、圧力 P_f のフラッシュ蒸発室から大気圧 P_a 中に放出されると仮定した。次に、式(6)の作動流体側の圧力損失 ΔP_{WF} は、次式で示される。

$$\Delta P_{WF} = (\Delta P_{WF})_{\Delta P} + (\Delta P_{WF})_P + (\Delta P_{WF})_E + (\Delta P_{WF})_C \quad (18)$$

$$= (P_E - P_C)/\rho g + (\Delta P_{WF})_P + (\Delta P_{WF})_E + (\Delta P_{WF})_C \quad (19)$$

ここで、 $(\Delta P_{WF})_{\Delta P}$ は作動流体の圧力差による損失、 $(\Delta P_{WF})_P$ は配管損失、 $(\Delta P_{WF})_E$ は蒸発器内部の損失、 $(\Delta P_{WF})_C$ は凝縮器内部の損失である。 $(\Delta P_{WF})_P$ 、 $(\Delta P_{WF})_E$ は、次式のように仮定をして計算を行った。

$$(\Delta P_{WF})_P = 9.8 \times 10^4/\rho g \quad (20)$$

$$(\Delta P_{WF})_E = 0.0 \quad (21)$$

凝縮器内部の損失 $(\Delta P_{WF})_C$ は、次式より求める。

$$(\Delta P_{WF})_C = (2fV^2\Delta X/D_{eq})/g \quad (22)$$

ここで、 f は、次式より求めた。

$$Nu = 0.0315[1 + 0.83\sqrt{(\Delta Y/l)/(1 + 1.5Re^{-0.125}}] \{ (f_0/f) - 1 \} \times Re^{0.75} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (23)$$

式(23)の f_0 は、次式より求める。

$$f_0 = 1/\{4(1.82 \log Re_C - 1.64)^2\} \quad (24)$$

$$Nu = MPr^{0.43}(Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (25)$$

ここで、 M は形状係数である⁵⁾。式(7)の真空ポンプ動力は、次式に示す断熱圧縮動力 P_{ad} によって求めた。

$$P_{ad} = (\kappa/(\kappa - 1))P_f m_A ((P_a/P_f)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) \quad (26)$$

ここで、放出溶存空気容量 m_A は、次式で表される⁶⁾。

$$m_A = 2.78m_{WS}(\rho_{WS}(273 + T_{WSJI} - BPR) \times (1.013 \times 10^5 - P_{fV})/H_A P_V) \quad (27)$$

ここで、 BPR は溶解成分による沸点上昇、 P_{fV} は T_{WSJI} での飽和蒸気圧、 H_A はHenry定数、 P_V は $(T_{WSJI} - BPR)$ での飽和蒸気圧である。

4.2 熱伝達

式(1)における総伝熱面積 A_T は、次式で表される。

$$A_T = A_E + A_C + A_{DC} \quad (28)$$

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_{DC} は造水用凝縮器の真実伝熱面積で、次式より求めた。

$$A_E = Q_E / \{U_E(\Delta T_m)_E\} \quad (29)$$

$$= m_{WS} c_{pWS} (T_{WSI} - T_{WSO}) / \{U_E(\Delta T_m)_E\} \quad (30)$$

$$A_C = Q_C / \{U_C(\Delta T_m)_C\} \quad (31)$$

$$= m_{CS} c_{pCS} (T_{CSO} - T_{CSI}) / \{U_C(\Delta T_m)_C\} \quad (32)$$

$$A_{DC} = Q_{DC} / \{U_{DC}(\Delta T_m)_{DC}\} \quad (33)$$

$$= m_{DCCS} c_{pDCCS} (T_{DCCSO} - T_{DCCSI}) / \{U_{DC}(\Delta T_m)_{DC}\} \quad (34)$$

ここで、 Q_E 、 Q_C 、 Q_{DC} 、 $(\Delta T_m)_E$ 、 $(\Delta T_m)_C$ 、 $(\Delta T_m)_{DC}$ 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、次式より求める。

$$Q_E = m_{WF} (h_1 - h_4) \quad (35)$$

$$Q_C = m_{WF} (h_2 - h_3) \quad (36)$$

$$Q_{DC} = m_{WF} L \quad (37)$$

$$(\Delta T_m)_E = \{ (T_{WSI} - T_E) - (T_{WSO} - T_E) \} / \ln \{ (T_{WSI} - T_E) / (T_{WSO} - T_E) \} \quad (38)$$

$$(\Delta T_m)_C = \{ (T_C - T_{CSI}) - (T_C - T_{CSO}) \} / \ln \{ (T_C - T_{CSI}) / (T_C - T_{CSO}) \} \quad (39)$$

$$(\Delta T_m)_{DC} = \{ (T_f - T_{DCCSI}) - (T_f - T_{DCCSO}) \} / \ln \{ (T_f - T_{DCCSI}) / (T_f - T_{DCCSO}) \} \quad (40)$$

ここで、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 は、図3で示したサイクルにおける各点のエンタルピで、温度と圧力が与えられると、蒸気表や状態式より求められる。

m_{WF} は、作動流体流量で、次式より求められる。

$$m_{WF} = P_G / \{ \eta_T \eta_g (h_1 - h_2) \} \quad (41)$$

ここで、 P_G は発電端出力、 η_T はタービン効率、 η_g は発電機効率である。なお、図3のランキンサイクル効率 η_{Ran} は、次式より求められる。

$$\eta_{Ran} = (Q_E - Q_C) / Q_E \quad (42)$$

$$= 1 - (h_2 - h_3) / (h_1 - h_4) \quad (43)$$

式(29)、(31)、(33)の蒸発器と凝縮器および造水用凝縮器の熱通過係数 U_E 、 U_C 、 U_{DC} を算出するために用いた熱伝達係数は、それぞれ、以下に示す式を用いた。

4.2.1 沸騰熱伝達係数

作動流体にアンモニアを用いて、プレート式蒸発器の実験を行って得られた、次式を用いた³⁾。

$$Y = 2.084 (f_p X)^{0.598} H^{-0.834} (\rho_L / \rho_V)^{-0.448} \quad (44)$$

ここで、

$$Y = \alpha_E (D_{eq})_E / k_L \quad (45)$$

$$H = c_{pL} (T_{WO} - T_E) / L \quad (46)$$

$$X = c_{pL} \rho_L / (M^2 P_0 k_L \sigma_L \rho_V)^{1/2} (D_{eq})_E^{3/2} q \quad (47)$$

$$M = 900 m^{-1} \quad (48)$$

$$P_0 = 1.976 W^7 \quad (49)$$

4.2.2 凝縮熱伝達係数

凝縮器の作動流体側と造水用凝縮器の水蒸気側の凝縮熱伝達係数には、上原ら⁸⁾のフルーテッド面上の経験式を用いた。

$$Nu_i = 1.77 B o^{*0.1} (Gr_i Pr_L / H)^{1/4} \quad (50)$$

ここで、

$$Nu_i = \alpha_V l / k_L \quad (51)$$

$$Bo^* = (g \rho_L P^2 / \sigma) (p/l) (p/h) \quad (52)$$

$$Gr_i = (g l^3 / \nu_i^2) ((\rho_L - \rho_V) / \rho_L) \quad (53)$$

$$Pr_L = c_{pL} \mu_L / k_L \quad (54)$$

4.2.3 海水側熱伝達係数

蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器の海水側熱伝達係数 α_{WS} 、 α_{CS} 、 α_{DC} は、次式より求めた⁹⁾。

$$Nu = 0.047 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu / \mu_W)^{0.14} \quad (55)$$

ここで、

$$Nu = \alpha D_{eq} / k \quad (56)$$

$$Re = V D_{eq} / \nu \quad (57)$$

4.2.4 スプレーフラッシュ蒸発室の交換熱量

スプレーフラッシュ蒸発室の交換熱量は、次式より求められる。

$$Q_f = m_{WS} c_{pWS} (\Delta T_f) \quad (58)$$

$$Q_f = m_f L \quad (59)$$

ここで、 m_{WS} は温海水流量、 c_{pWS} は定圧比熱、 ΔT_f はフラッシュ蒸発室内液温降下、 m_f はフラッシュ蒸気流量、 L は蒸発潜熱である。フラッシュ蒸発室内液温降下 ΔT_f は、次式により求める。

$$\Delta T_f = T_{WSfI} - T_f - NETD - BPR \quad (60)$$

ここで、 T_{WSfI} は、フラッシュ蒸発室の温海水入口温度である。 T_f は、フラッシュ蒸気温度である。 T_f は、フラッ

シュ蒸発室の交換熱量 Q_f (式 (58)) と造水用凝縮器の交換熱量 Q_{DC} (Eq.(37)) より算出することができる。

非平衡温度差 $NETD$ は、次に示す上原ら²⁾のスプレーフラッシュ蒸発の非平衡温度差に関する経験式を用いた。

$$NETD = F(NETD)_1 / [1 - \exp\{1 - \{(NETD)_1 / (NETD)_2\}^2\}]^{1/2} \quad (61)$$

ここで、

$$(NETD)_1 = \Delta T_S \exp\{-D_1(t - t_0)\} \quad (62)$$

$$(NETD)_2 = \Delta T_S \theta_i \exp\{-D_1(t - t_0)\} \quad (63)$$

$$F = [1 - \exp\{-\theta_i^{2(D_2/D_1-1)}\}]^{1/2} \quad (64)$$

$$\Delta T_V = T_{WSI} - T_f \quad (65)$$

$$D_1 = 2.85 \times 10^{-1} H^{0.4} (We/Pr)^{0.45} \times (l_n/D_n)^{0.8} / t_0 \quad (66)$$

$$D_2 = 0.36(D_1 t_0)^{0.8} (l_n/D_n)^{0.25} / t_0 \quad (67)$$

$$\theta_i = 1.47 \times 10^{-5} (D_n/l_n)(Pr/H)^{1.5} We^{0.5} \quad (68)$$

$$t = l_f/u_n \quad (69)$$

$$t_0 = 2.0 \times 10^{-4} D_n^{-0.35} l_n^{1.35} u_n^{-1} Pr^{0.8} \times WeH^{-0.4} \quad (70)$$

$$t_i = t_0 - 1/D_1 \ln \theta_i \quad (71)$$

5. 条件及び計算方法

評価関数 γ は、発電端出力 P_G 、作動流体、熱交換器の材質、温海水入口温度 T_{WSI} 、冷海水入口温度 T_{CSI} の設計条件因子が与えられると、蒸発温度 T_E 、凝縮温度 T_C 、フラッシュ蒸発温度 T_f 、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 と熱伝導率 k_W 、流路間隔 ΔY 、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 m_{WS} 、冷海水流量 m_{CS} 、作動流体流量 m_{WF} 、フラッシュ蒸気流量 m_f 、配管の損失 ΔP 、フラッシュ蒸発室のノズル径 D_n 、フラッシュ蒸発室長 l_f 、フラッシュ蒸発室内圧力 P_f 、温海水流速 V_{WSI} 、冷海水流速 V_{CSI} 、造水用凝縮器内の冷海水流速 V_{DCI} の関数で、次式によって与えられる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, T_f, l_{CW}, D_{CW}, \Delta X_E, \Delta X_C, \Delta X_f, \Delta L_E, \Delta L_C, \Delta L_f, \delta, k_W, \Delta Y_E, \Delta Y_C, \Delta Y_{DC}, \Delta Y_{WSB}, \Delta Y_{CSC}, \Delta Y_{DCCS}, \eta_{PL}, \eta_{PF}, \eta_{PV}, \eta_T, \eta_g, m_{WS}, m_{CS}, m_{WF}, m_f, \Delta P, D_n, l_f, P_f, V_{WSI}, V_{CSI}, V_{DCI}) \quad (72)$$

式 (72) の 35 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、入力データとして入れてやるほうが実用的である。本報では、変数を限定し、式 (72) の変数を、次のように表した。

$$\gamma = f(T_E, T_C, V_{WSI}, V_{CSI}, V_{DCCSI}) \quad (73)$$

式 (73) 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、J-H OTEC cycle と同様に最急勾配法を用いて、最適計算を行った。その方法は、まず、ある点での γ を計算する。次に他の変数は固定して、1 変数 (例えば T_E) を若干変化させた場合の γ_1 を計算する。これより、 T_E に対する偏微係数 $(\gamma_1 - \gamma) / \Delta T_E$ を求める。そして、 T_E に対する新しい初期値として、任意の定数 δ_1 を乗じたものを歩みとして、次のステップへ進む。 T_C 、 V_{DCCSI} も同様である。この新しい変数の組合せで γ を計算し、 γ の最小値を求める。

図 4 に計算の流れ図を示す。

付録 1 に、I-H OTEC cycle の最適化のためのプログラムのリストを示す。

6. 計算結果及び考察

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、温海水入口温度 24、28、32°C、冷海水入口温度 3、5、7°C、発電端出力が 10MW の場合について述べる。入力データとしては、 $l_{CW} = 800m$ 、 $D_{CW} = 5m$ 、 $\Delta X_E, \Delta X_C, \Delta X_f = 4m$ 、 $\Delta L_E, \Delta L_C, \Delta L_f = 1.5m$ 、 $\delta = 1.0mm$ 、 $\Delta Y_E, \Delta Y_C, \Delta Y_{DC}, \Delta Y_{WSB}, \Delta Y_{CSC}, \Delta Y_{DCCS} = 0.5mm$ 、 $\eta_{PL} = 0.8$ 、 $\eta_{PF} = 0.75$ 、 $\eta_{PV} = 0.75$ 、 $\eta_T = 0.85$ 、 $\eta_g = 0.96$ 、 $D_n = 10.0mm$ 、 $l_f = 800mm$ を用いた。熱交換器 (蒸発器、凝縮器、造水用凝縮器) のプレート材質には、それぞれ、チタニウム $\{k_W = 17.17W/(mK)\}$ を用いた。海水、水、アンモニアの物性値には、それぞれ、文献 [10-12] を使用した。

表 1 に、蒸発器の温海水入口温度 T_{WSI} と凝縮器の冷海水入口温度 T_{CSI} を変化させた場合の、ランキンサイクル効率、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。

6.1 最小評価関数

表 1 から、最小評価関数 γ_{min} 、すなわち、正味出力 1kW 当りの熱交換器の総伝熱面積と温冷海水入口温度 T_{WSI} 、 T_{CSI} との関係がわかる。温海水入口温度 T_{WSI} が高く、冷海水入口温度 T_{CSI} が低いほど、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、小さい。図 5 は、温冷海水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ と γ_{min} との関係を示したものである。図 5 より明らかのように、 T_{WSI} 、 T_{CSI} が変化しても、表 1 の範囲では、

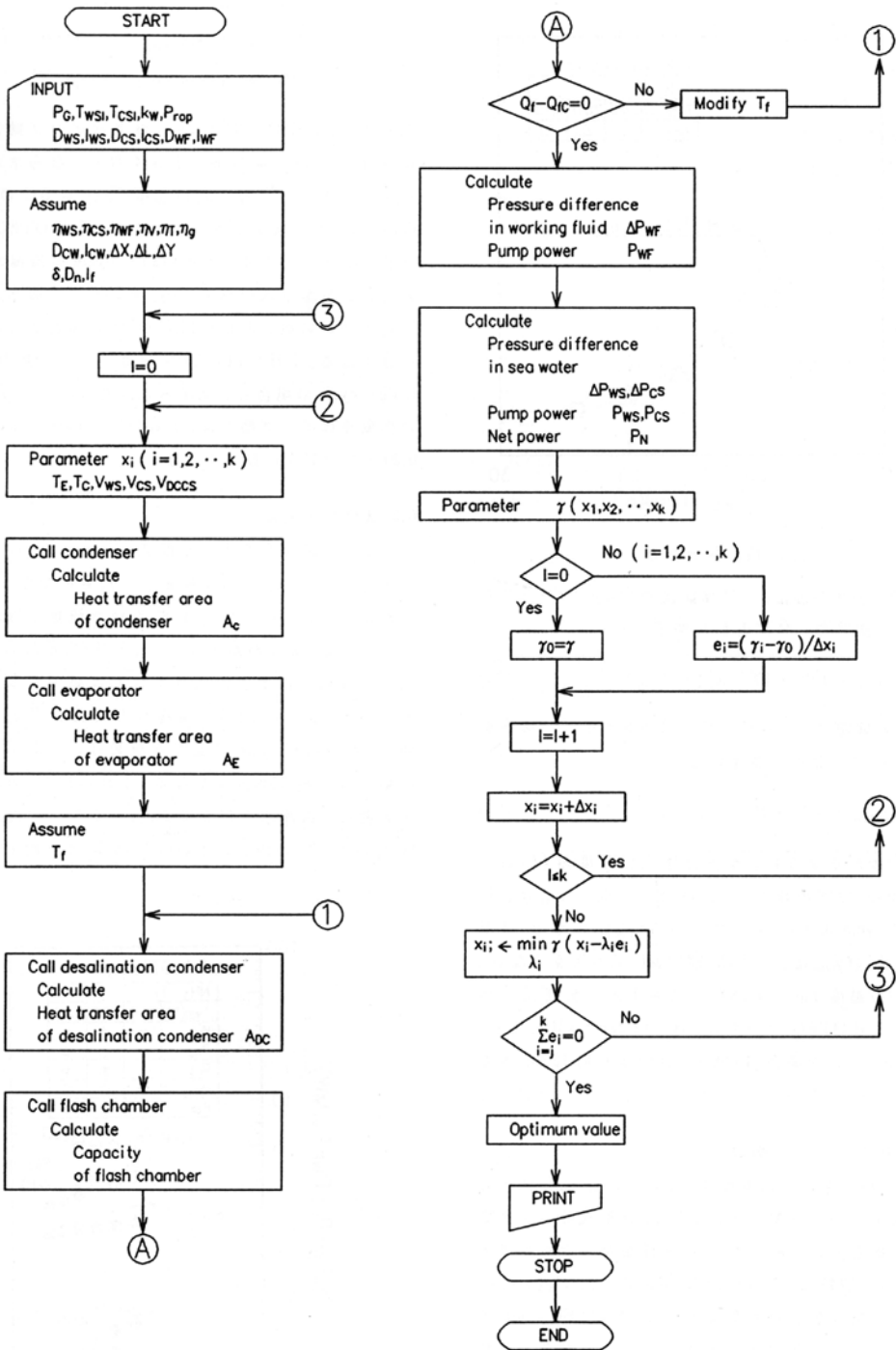


図4 計算の流れ図

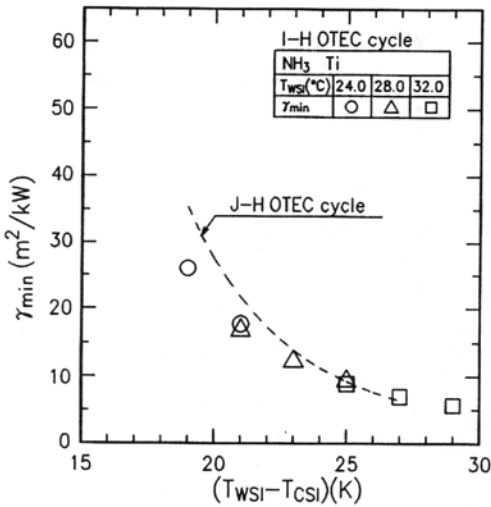


図5 最小評価関数

I-H OTEC cycle の γ_{min} は、ほぼ温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ のみで決まり、次式で、ほぼ近似出来る。

$$\gamma_{min} = 1.05 \times 10^6 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-3.62} \quad (74)$$

図5の中の破線は、J-H OTEC cycle³⁾ システムの場合を示したもので、次式で表される。

$$\gamma_{min} = 6.53 \times 10^7 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-4.9} \quad (75)$$

図5よりわかるように、温冷水水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ が 25K 以下の場合、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、J-H OTEC cycle より小さくなる。25K 以上の場合、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、J-H OTEC cycle より大きくなる。温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷水水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、 $12.22\text{m}^2/\text{kW}$ となり、J-H OTEC cycle の場合 ($13.88\text{m}^2/\text{kW}$) より約 12% 小さくなる。

6.2 正味出力とポンプ動力

図6は、温冷水水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ と正味出力 P_N 、温冷水水ポンプ動力 P_{WS} 、 P_{CS} 、作動流体ポンプ動力 P_{WF} 、真空ポンプ動力 P_V との関係を示したものである。図6中の破線は、J-H OTEC cycle の P_N 、 P_{WS} 、 P_{CS} 、 P_V を示す。図6からわかるように、I-H OTEC cycle の正味出力は、温度差の増加とともに大きくなる。これは、 P_{WS} 、 P_{CS} 、 P_V が温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ の増加とともに減少しているためである。図6より、 P_N 、 P_{WS} 、 P_{CS} 、 P_V は、それぞれ、次式で、ほぼ近似できる。

$$P_N = 0.65(T_{WSI} - T_{CSI})^{0.67} \quad (76)$$

$$P_{WS} = 63.63(T_{WSI} - T_{CSI})^{-1.01} \quad (77)$$

$$P_{CS} = 4.38(T_{WSI} - T_{CSI})^{-0.34} \quad (78)$$

$$P_V = 179.9(T_{WSI} - T_{CSI})^{-2.11} \quad (79)$$

図6より、I-H OTEC cycle の温海水ポンプ動力は、J-H OTEC cycle の場合より小さくなる。温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷水水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、I-H OTEC cycle の温海水ポンプ動力は、J-H OTEC cycle より約 14% 小さくなる。I-H OTEC cycle の冷水水ポンプ動力は、温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷水水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、J-H OTEC cycle の場合より約 17% 程小さくなる。I-H OTEC cycle の真空ポンプ動力は、J-H OTEC cycle の場合と、ほぼ同じである。I-H OTEC cycle の作動流体ポンプ動力は、J-H OTEC cycle と同様に、約 0.20 ~ 0.23MW の動力となる。

6.3 温冷水水流量

図7は、温冷水水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ と温冷水水流量 m_{WS} 、 m_{CS} との関係を示したものである。図7中の破線は、J-H OTEC cycle の温海水流量と冷水水流量を示す。図7よりわかるように、I-H OTEC cycle の温冷水水流量は、温度差が大きくなれば減少する。温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷水水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、I-H OTEC cycle の温海水流量は、J-H OTEC cycle の場合より約 15% 少なくなる。I-H OTEC cycle の冷水水流量は、温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷水水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、J-H OTEC cycle より約 40% 小さくなる。

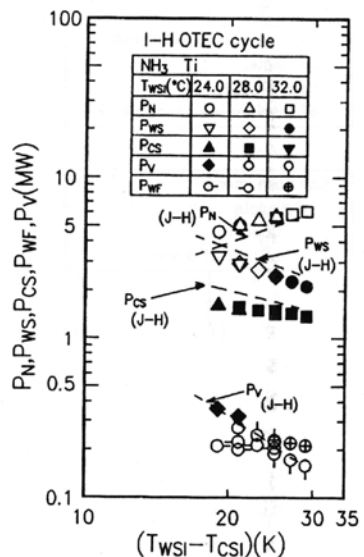


図6 正味出力とポンプ動力

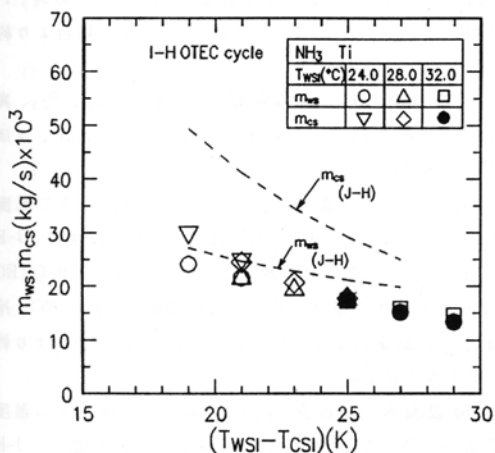


図7 温冷水流量

6.4 造水量

図8は、温冷水入口温度差 ($T_{WSI} - T_{CSI}$) と造水量 m_f との関係を示したものである。図8中の破線は、J-H OTEC cycleの結果である。I-H OTEC cycleの造水量は、温冷水入口温度差 ($T_{WSI} - T_{CSI}$) の増加とともに減少する。これは、温冷水入口温度差が大きくなると、OTECの蒸発器の流量が小さくなり、フラッシュ蒸発室への流量が減少するためである。また、温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^\circ\text{C}$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^\circ\text{C}$ の時、I-H OTEC cycleの造水量は、J-H OTEC cycleより約35%大きくなる。これは、フラッシュ蒸発室内の液温降下が大きくなるためである。

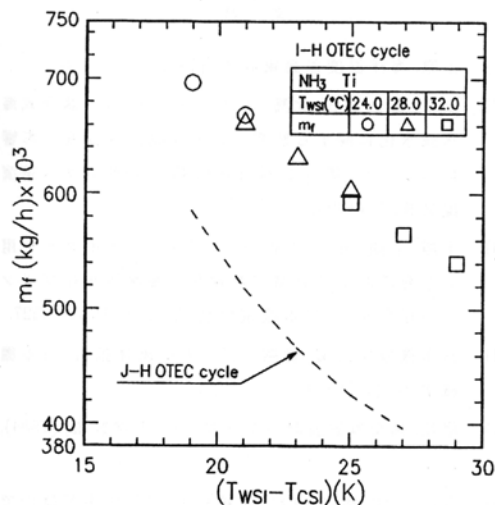


図8 造水量

6.5 淡水化比

図9は、温冷水入口温度差 ($T_{WSI} - T_{CSI}$) と淡水化比との関係を示したものである。ここで、淡水化比は、 $\{(m_f/m_{ws}) \times 100\}$ で表す。(一般に使われるフラッシュ蒸発での造水比は、造水量と加熱蒸気量の比(通常1よりも大きい値をもつ)を表しているが、本報では、加熱蒸気量を用いていないので、注意を要する。)J-H OTEC cycleの場合、温度差の増大とともに淡水化比が減少するが、I-H OTEC cycleの場合、温度差が大きくなるにつれて、フラッシュ蒸発室内の過熱度が大きくなるため、淡水化比は、増加している。温冷水入口温度差 ($T_{WSI} - T_{CSI}$) が $19^\circ\text{C} \sim 27^\circ\text{C}$ の時、I-H OTEC cycleの場合の淡水化比は、0.80 ~ 1.05%となる。J-H OTEC cycleの場合の淡水化比は、0.65 ~ 0.55%となる。すなわち、I-H OTEC cycleの淡水化比は、J-H OTEC cycleの場合と比較すると、約33 ~ 80%大きくなる。

6.6 伝熱面積

図10は、温冷水入口温度差 ($T_{WSI} - T_{CSI}$) と総伝熱面積 A_T 、蒸発器伝熱面積 A_E 、凝縮器伝熱面積 A_C 、造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} との関係を示したものである。図10中の破線は、J-H OTEC cycleの A_T 、 A_E 、 A_C を示す。図10より、 A_T 、 A_E 、 A_C 、 A_{DC} は、次式でほぼ近似できる。

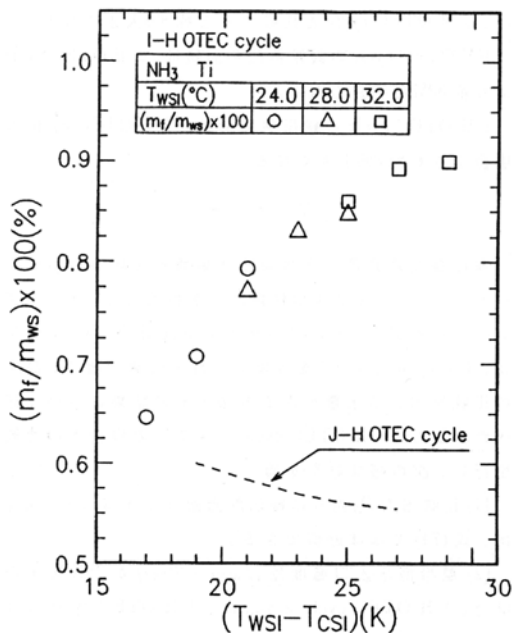


図9 淡水化比

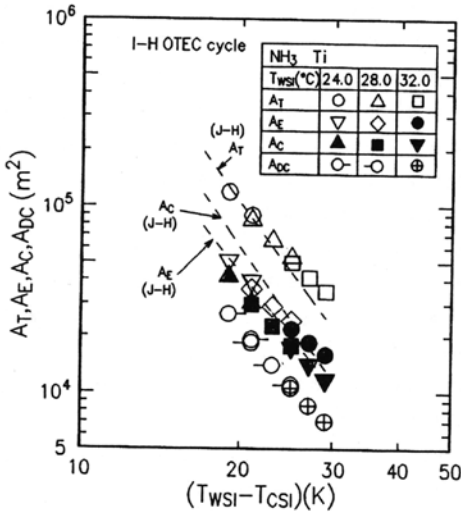


図10 伝熱面積

$$A_T = 8.71 \times 10^8 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-3.02} \quad (80)$$

$$A_E = 2.34 \times 10^8 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-2.87} \quad (81)$$

$$A_C = 2.83 \times 10^8 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-3.01} \quad (82)$$

$$A_{DC} = 2.50 \times 10^8 (T_{WSI} - T_{CSI})^{-3.12} \quad (83)$$

図10より、温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^{\circ}C$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^{\circ}C$ の時、I-H OTEC cycle の蒸発器伝熱面積は、J-H OTEC cycle と比較すると約8%大きくなる。

I-H OTEC cycle の凝縮器伝熱面積は、J-H OTEC cycle より約33%と小さくなる。

I-H OTEC cycle の総伝熱面積は、J-H OTEC cycle の場合よりも約8%小さくなる。

7. 結 言

海洋温度差発電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の性能向上を目的とし、インテグレートハイブリッドOTECサイクル(I-H OTEC cycle 又は、I-H cycle という)を提案し、最小伝熱面積で、最大の正味出力、造水量を得る方法とその結果について述べた。また、J-H OTEC cycle システムの場合との比較を行い、次の様な結果を得た。

(1) 正味出力 P_N 当りの総伝熱面積 A_T 、すなわち、 γ_{min} は、式(74)でほぼ近似できる。

(2) 温冷水水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ が 25K 以下の場合、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、J-H OTEC cycle より小さくなる。25K 以上の場合、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、J-H OTEC cycle より大きくなる。温海水入口温度

$T_{WSI} = 28^{\circ}C$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^{\circ}C$ の時、I-H OTEC cycle の γ_{min} は、J-H OTEC cycle の場合より約12%小さくなる。

(3) 正味出力 P_N 、温冷水水ポンプ動力 P_{WS} 、 P_{CS} 、真空ポンプ動力 P_V は、それぞれ、式(76)~(79)で、ほぼ近似できる。

(4) 温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^{\circ}C$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^{\circ}C$ の時、I-H OTEC cycle の温海水流量は、J-H OTEC cycle の場合より約14%少なくなる。I-H OTEC cycle の冷海水流量は、温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^{\circ}C$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^{\circ}C$ の時、J-H OTEC cycle より約17%小さくなる。

(5) 温海水入口温度 $T_{WSI} = 28^{\circ}C$ 、冷海水入口温度 $T_{CSI} = 5^{\circ}C$ の時、I-H OTEC cycle の造水量は、J-H OTEC cycle より約35%大きくなる。これは、フラッシュ蒸発室内の液温降下が大きくなるためである。

(6) 温冷水水入口温度差 $(T_{WSI} - T_{CSI})$ が $19^{\circ}C \sim 27^{\circ}C$ の時、I-H OTEC cycle の場合の淡水化比は、0.8~1.05%となる。J-H OTEC cycle の場合の淡水化比は、0.60~0.55%となる。すなわち、I-H OTEC cycle の淡水化比は、J-H OTEC cycle の場合と比較すると、約33~80%大きくなる。

(7) 総伝熱面積 A_T 、蒸発器伝熱面積 A_E 、凝縮器伝熱面積 A_C 、造水用凝縮器伝熱面積 A_{DC} は、式(80)~(83)で、ほぼ近似できる。

この研究の数値計算には、水産大学校情報処理センターのCOSMO-700 IIIを使用して行った。

終わりに、本研究に協力された、水産大学校卒研究生、白石誠二君、津田 稔君に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 上原, 海洋温度差発電読本, (1982), オーム社.
- (2) 上原, 池上, 広田, 北島, スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する研究(ノズル流出液温度の影響について), 第3回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1, (1993), 286.
- (3) 上原, 中岡, 田代, 古賀, ハイブリッドサイクルを用いた海洋温度差発電の最適化(海水淡水化プラントの組合せ), 日本機械学会, 54-508 (1988), 3527.
- (4) 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会, (1979), 1.
- (5) 尾花, 熱交換器設計ハンドブック, 工学図書, (1984), 1.
- (6) 宮武, 田中, 橋本, 富村, 廃熱利用MSF脱塩装置内での供給海水放出不凝縮気体の問題, 日本海水学会, 32-4 (1978), 183.

- (7) 西川, 藤田, 長島, 国友, 伝熱工学の進展 2, 養賢堂, (1974), 79.
- (8) 上原, 中岡, 中島, プレート式凝縮器に関する研究 (第 2 報 フルーテッド面での凝縮熱伝達), 冷凍, 58-673 (1983), 1017.
- (9) 上原, 中岡, プレート式熱交換器を用いた海洋温度差発電システムの研究 (作動流体がアンモニアの場合), 日本機械学会論文集, 50-456 (1984), 1955.
- (10) 日本海水学会編, 海水利用ハンドブック, 日本海水学会, (1966), 108.
- (11) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, 日本機械学会, (1983), 208.
- (12) W.H. Rohsenow, and J.P. Hartnett, Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 2, (1973).

Sea Water Side	6545.9	5983.3	7976.1	7544.1	7020.0	9332.4	8964.3	8540.8
Flash Water Side	45707.8	50382.6	40764.0	43709.3	47422.4	37612.0	39736.9	42253.3
Overall Heat Transfer Coefficient (W/m^2K)								
Evaporator	3010.7	2973.0	3511.8	3520.4	3499.8	3995.4	4025.4	4040.8
Condenser	3469.7	3327.6	3811.7	3752.1	3660.1	4059.0	4036.2	3998.4
Desalination Condenser	4570.8	4393.6	5052.3	4957.1	4822.1	5431.1	5375.7	5300.0
Height of Plate (m)	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
Width of Plate (m)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Heat Conductivity of Plate (W/mK)	17.17	17.17	17.17	17.17	17.17	17.17	17.17	17.17
Pump Power (kW)								
Warm Sea Water	2928.3	3240.5	2463.7	2680.5	2934.5	2125.7	2279.8	2460.8
Cold Sea Water	1513.6	1610.9	1431.6	1499.9	1579.7	1381.4	1434.5	1494.7
Working Fluid	200.4	211.3	204.8	214.0	224.2	212.3	220.6	229.5
Vacuum	322.5	360.5	223.8	246.4	273.1	158.8	172.5	188.8
Net Power (kW)	5035.08	4576.81	5676.10	5359.07	4988.52	6121.75	5892.63	5626.25
Heat Transfer Area $\times 10^4 \times 4$ (m^2)								
Evaporator	0.9926	1.277	0.6017	0.7231	0.8953	0.3996	0.4626	0.5453
Condenser	0.7591	1.046	0.4463	0.5641	0.7402	0.2986	0.3544	0.4369
Desalination Condenser	0.4806	0.6593	0.2756	0.3504	0.4620	0.1755	0.2136	0.2655
Length of Heat Exchanger $\times 4$ (m)								
Evaporator	8.6	11.06	5.22	6.27	7.76	3.47	4.01	4.73
Condenser	6.58	9.06	3.87	4.89	6.42	2.55	3.08	3.79
Desalination Condenser	4.17	5.72	2.39	3.04	4.01	1.53	1.86	2.31
Plate Number of Heat Exchanger $\times 4$ (-)								
Evaporator	716	921	434	522	646	288	334	394
Condenser	548	755	322	407	534	212	256	315
Desalination Condenser	347	476	199	253	333	127	154	192
Objective Function (m^2/kW)	17.734	26.059	9.3276	12.223	16.819	5.6759	6.9959	8.8703