

ダブルフルーテッド管形熱交換器を用いた 海洋温度差発電システムに関する研究

上原春男*・中岡 勉**・中島明義**
吉原計一**・葭井浩一***

Ocean Thermal Energy Conversion Plant Consisting of Double Fluted Tube Type Heat Exchangers

Haruo UEHARA*, Tsutomu NAKAOKA**, Akiyoshi NAKASHIMA**,
Keiichi YOSHIHARA**, Kouichi YOSHII***

A procedure is developed to maximize a net power of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) plant consisting of double fluted tube type heat exchangers under the condition of a designate electric power. The maximum net power is given by minimizing the heat exchangers which consume most of a station power. For example, the numerical results are shown for a 100 MWe OTEC plant when using Freon 22 and Freon 502 as working fluid. The various parameters, such as the configuration and the velocities of the cold sea water and the warm sea water passing through the heat exchangers, control the performance of the 100 MWe OTEC plant and these parameters are determined to maximize its net power. The results are compared with the calculation results when using an ammonia as working fluid.

Key words; OTEC, Heat Exchanger, Vapor Engine, Ocean Engineering, Power System, Double Fluted Tube Type

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) 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 の原理は、1881年の D'Arsonval の提案以来、数多くの研究がなされ、種々の方式が提案なされている⁽¹⁻³⁾。現在、OTEC の研究は、基礎的段階から応用的段階へ進んでいる。

OTEC は、大別すると、ランキンサイクル方式と熱電方式とに分けられ、さらに、ランキンサイクル方式は、水を作動流体とするオープンサイクル方式と水以外のものを作動流体とするクローズドサイクル方式とに分けられる。

OTEC は、利用できる温度差の範囲が小さいため、ランキンサイクル効率⁽⁴⁾は、3~4%と小さい⁽⁴⁾。したがって、この発電システムを、経済的に建設し、かつ実用化するためには、技術的検討と発電コストの検討を、併せてする必要がある。それには、作動流体の選択と発電システムの各構成機器 (蒸発器、凝縮器、タービン、ポンプ等) の最適化について詳細な研究を行う必要がある。

これまで OTEC の作動流体⁽¹⁾や各構成機器⁽⁵⁻⁶⁾について種々の研究が行われている。それにより、クローズドサイクル発電方式の作動流体には、アンモニアとフロン22が適しており、熱交換器には、ダブルフルーテッド管形とプレート式が適していることが報告されている。

Bakstad ら⁽¹⁰⁾は、熱交換器にダブルフルーテッド管を用いた場合の発電システムについての概念設計を発表している。また、ダブルフルーテッド管の蒸発管と

*佐賀大学理工学部附属海洋熱エネルギー変換実験施設

**水産大学校機関学科

***水産大学校機関学科卒研

冷却管について実験結果を発表している⁽¹¹⁾。しかし、発電システムの最適設計については、行われていない。

前報⁽⁷⁾では、熱交換器にダブルフルーテッド管、作動流体には、アンモニアを用いたクローズドサイクルの発電システムにおいて、最小伝熱表面積で最大の正味出力を得る最適化の方法を提案し報告している。

本研究は、前報の作動流体が、アンモニアの場合と同様の解析方法を用い、作動流体にフロン22と新たに開発された共沸混合冷媒であるフロン502(フロン22+フロン115)を用い、熱交換器にダブルフルーテッド管を用いた発電端出力100MWのクローズドサイクルの発電システムの性能について性能解析した結果を報告する。また、前報の作動流体にアンモニアを用いた場合の結果との比較を行った。

2. 記 号

A: 伝熱表面積
 A_1 : 上流断面積
 A_2 : 下流断面積
 A_T : 総伝熱表面積
 Bo : ボンド数
 Bo^* : 修正ボンド数
 c_p : 定圧比熱
C: 設計条件因子
D: 稼働変数
 d : 管径
 f : 管数
G: 形状変数
 G : 流量
 g : 重力の加速度
 h : エンタルピ

ΔH : 全圧力損失

$\Delta h\rho$: 海洋の上下の密度差による損失

h_f : 摩擦損失

K : 熱通過係数

L : ポンプ動力, 潜熱

l : 管長

m : 液流量

P: 配管係数

P_{rop} : 作動流体

p : ピッチ

p_f : フルートピッチ

Q : 熱流量

q : 熱流束

S: 形状変数

s : エントロピ

T: 温度

ΔT_m : 対数平均温度差

V : 速度

Y : 式(1)で定義される値

Y_t : 発電に要した費用の総計

Gr : グラフホフ数

H : 顕潜熱比

Nu : ヌッセルト数

Pr : プラントル数

α : 熱伝達係数

γ : 評価関数

ζ_b : 曲がり損失係数

ζ_e : 出口損失係数

ζ_i : 入口損失係数

ζ_j : 合流損失係数

ζ_m : 配管断面の急拡大損失係数

ζ_r : 急縮小損失係数

ζ_s : 分岐損失係数

ζ_v : 速度損失係数

η : 効率

λ : 熱伝導率

μ : 粘性係数

ν : 動粘性係数

ξ : 伝熱管表面積の増加率

π : 円周率

ρ : 密度

σ : 表面張力

ϕ : 式(30)で定義される値

添字

B: 蒸発

C: 凝縮器, 冷海水

d : 代表寸法に長さ d をとる

E: 蒸発器

F: 作動流体

G: 発電端

h : エンタルピ, 溝の深さ, 表層

H: 温海水

I: 入口

i : 内側

L: 液体

l : 長さ, 深層

- m: 平均値
- N: 正味, 公称
- o: 出口
- O: 外側
- P: ポンプ, 配管
- R: 真実
- Ran: ランキン
- T: タービン
- V: 蒸気
- W: 取水管, 壁面

3. 基本サイクルと物理量

図1は、クローズドサイクルを用いた OTEC システムのフロー線図である。蒸発器の温熱源は、表層海水(温海水)で、凝縮器の冷熱源は、深層海水(冷海水)である。

図2は、図1を、T-s 線図で示したものである。作動流体は、循環ポンプで蒸発器に送られ、温海水により加熱され蒸気となる。蒸気は、タービンで仕事を行い発電機を回転させ発電する。タービンを出た蒸気は、凝縮器で冷海水により冷却され再び液体となる。

4. 発電システムの評価関数

一般に、発電システムは、単位時間当りに、1 kW を発電するために要する費用の総計である、発電単価 Y で評価することが出来る。発電単価 Y は、次式で表すことが出来る。

$$Y = \frac{\text{発電に要した費用の総計 } Y_t \text{ (円/kWh)}}{\text{単位時間当りの正味出力 } P_N} \quad (1)$$

すなわち、発電システムは、この Y の値が最小となる条件が最適である。

しかし、発電に要した費用の総計 Y_t は、算出しにくく、また OTEC の場合、利用出来る温度差が小さく、ランキンサイクル効率が小さいために、蒸発器と凝縮器の伝熱表面積が、他の発電方式に比べ非常に大きい。OTEC は、発電に要する全コスト中、熱交換器の製作にかかる費用が30~50%となる⁽⁷⁾。したがって、本研究は、前報と同様に OTEC システムの評価として、次の評価関数 γ を採用した。

$$\gamma = \frac{\text{熱交換器の総伝熱表面積 } A_T \text{ (m}^2\text{/kW)}}{\text{正味発電出力 } P_N} \quad (2)$$

すなわち、与えられた条件において、評価関数 γ が最小になる点を本研究で考えている発電システムの最適値とする。

5. 基本式と諸関係式

5. 1 正味出力

図1, 2 に示したサイクルの諸量を用いて、式(2)の γ を計算するためには、この諸量を支配する式を具体的に決定する必要がある。

式(2)の正味出力 P_N は、次式で決定される。

$$P_N = P_G - (L_H + L_C + L_F) \quad (3)$$

ここで、 P_G は、発電端出力、 L_H 、 L_C 、 L_F は、それぞれ、温海水、冷海水、作動流体の各ポンプ動力で、次式より求めることが出来る。

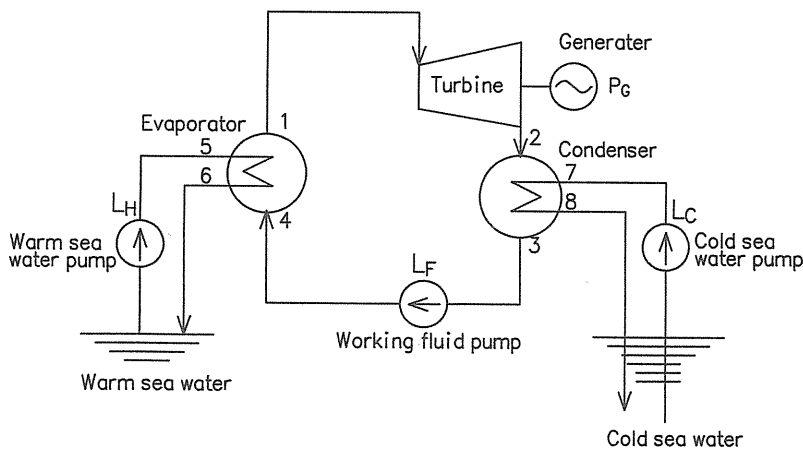


図1. OTEC システムのフロー線図

$$P_G = G_F \eta_T \eta_G (h_1 - h_2) \tag{4}$$

$$L_H = G_H g \Delta H_{LH} / \eta_{PH} \tag{5}$$

$$L_C = G_C g \Delta H_{LC} / \eta_{PC} \tag{6}$$

$$L_F = G_F g \Delta H_F / \eta_{PF} \tag{7}$$

ここで、温海水流路の全損失 ΔH_{LH} は、温海水取水部の損失 ΔH_{EW} 、蒸発器回りの配管損失 ΔH_{EP} 、蒸発器内の圧力損失 ΔH_E の総計である。冷海水流路の全損失 ΔH_{LC} は、冷海水取水部の損失 ΔH_{CW} 、凝縮器回りの損失 ΔH_{CP} 、凝縮器内の損失 ΔH_C の総計である。

$$\Delta H_{LH} = \Delta H_{EW} + \Delta H_{EP} + \Delta H_E \tag{8}$$

$$\Delta H_{LC} = \Delta H_{CW} + \Delta H_{CP} + \Delta H_C \tag{9}$$

海水取水部の損失 ΔH_{EW} 、 ΔH_{CW} は、次式で表される。

$$\Delta H_{EW} = (\zeta_i + \zeta_v) \rho_H V_H^2 / 2 + \Delta h_{rE} \tag{10}$$

$$\Delta H_{CW} = (\zeta_i + \zeta_v) \rho_C V_C^2 / 2 + \Delta h_{rC} + \Delta h_{rC} \tag{11}$$

ここで、 ζ_i は入口損失係数、 ζ_v は速度損失係数である。 Δh_{rC} は冷海水の上下の密度差による損失、 Δh_r は直管部の摩擦損失である。

配管部の損失 ΔH_{EP} 、 ΔH_{CP} は、それぞれ次式で表される。

$$\Delta H_{EP} = (\zeta_i + \zeta_1 + \zeta_b + \zeta_e + \zeta_m + \zeta_r) \rho_H V_H^2 / 2 + \Delta h_{rE} \tag{12}$$

$$\Delta H_{CP} = (\zeta_i + \zeta_1 + \zeta_b + \zeta_e + \zeta_m + \zeta_r) \rho_C V_C^2 / 2 + \Delta h_{rC} \tag{13}$$

ここで、 ζ_i は分岐損失係数、 ζ_1 は合流損失係数、 ζ_b は曲がり損失係数、 ζ_e は出口損失係数、 ζ_m は配管部の急拡大損失係数、 ζ_r は急縮小損失係数である。

熱交換器内部の損失 ΔH_E 、 ΔH_C は、次式で表される。

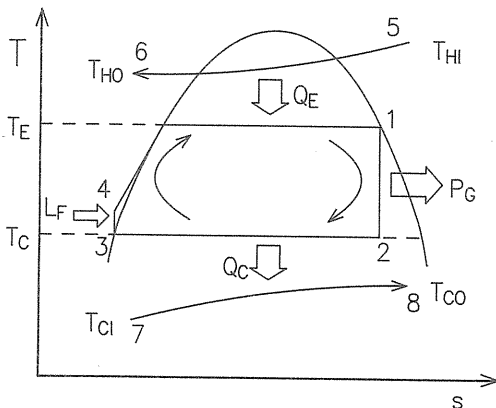


図2. T-s線図

$$\Delta H_E = (\zeta_i + \zeta_e) \rho_H V_H^2 / 2 + \Delta h_{rE} \tag{14}$$

$$\Delta H_C = (\zeta_i + \zeta_e) \rho_C V_C^2 / 2 + \Delta h_{rC} \tag{15}$$

ここで、 ζ_i 、 ζ_e は、入口、出口損失係数である。

式(7)において、作動流体側の圧力損失 ΔH_F は、次式で表される。

$$\Delta H_F = (P_E - P_C) + \Sigma (\zeta \rho V^2 / 2 + \Delta h_{rE}) \tag{16}$$

ここで、 P_E 、 P_C は、それぞれ、蒸発圧力、凝縮圧力で、 ζ は、損失係数である。

前述の各損失や損失係数は、それぞれ、次式を用いる。

- (1) 冷海水取水部と配管部の大口径の直管部の摩擦損失係数 $\Delta h_r^{(12)}$ は、

$$\Delta h_r = 6.82 (1/d^{1.17}) (V/C_H)^{1.85} \tag{17}$$

$$C_H = 100$$

- (2) 冷海水取水部の海水の上下の密度差による損失 Δh_{rC} は、

$$\Delta h_{rC} = 1_{cW} - 1 / (\rho_C)_i [1/2 \{ (\rho_C)_h + (\rho_C)_l \}]_{1cW} \tag{18}$$

- (3) 伝熱管内の摩擦損失 $\Delta h_r^{(13)}$ は、

$$\Delta h_r = 0.316 \xi Re_d^{-1/4} (1/d) \rho V^2 / 2 \tag{19}$$

ここで、 ξ はダブルフルーテッド管表面積の増加率である。

$$\xi = A_R / A_N$$

- (4) ①取水部の損失⁽¹²⁾

入口損失係数 $\zeta_i = 0.05$

速度損失係数 $\zeta_v = 0.10$

- ②配管部の損失

分岐損失係数 $\zeta_1 = 0.96$

合流損失係数 $\zeta_1 = 0.59$

出口損失係数 $\zeta_e = 1.0$

配管部の急拡大損失係数

$$\zeta_m = (1 - A_1/A_2)^2$$

急縮小損失係数 $\zeta_r = 0.36$

- ③熱交換器内部の損失

入口損失係数 $\zeta_i = 0.24$

出口損失係数 $\zeta_e = C(1 - \beta) / \beta^2$

$$\beta = (\pi/2\sqrt{3}) (d/1)^2$$

$$C = 0.85$$

5. 2 熱伝達

式(2)における総伝熱表面積 A_T は、次式で表される。

$$A_T = A_E + A_C \tag{20}$$

ここで、 A_E は蒸発器の真実伝熱表面積、 A_C は凝縮器の真実伝熱表面積で、次式より求められる。

$$A_E = Q_E / (K_E \Delta T_{mE}) \quad (21)$$

$$A_C = Q_C / (K_C \Delta T_{mC}) \quad (22)$$

ここで、 Q_E 、 Q_C 、 ΔT_{mE} 、 ΔT_{mC} は、それぞれ、蒸発器と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。

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

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

$$\Delta T_{mE} = (T_{H1} - T_E) - (T_{H0} - T_E) / \ln\{(T_{H1} - T_E) / (T_{H0} - T_E)\} \quad (25)$$

$$\Delta T_{mC} = (T_C - T_{C1}) - (T_C - T_{C0}) / \ln\{(T_C - T_{C1}) / (T_C - T_{C0})\} \quad (26)$$

ここで、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 は、それぞれ、図2に示したサイクルにおける各点でのエンタルピで、温度と圧力が与えられると蒸気表や状態式から求められる。 G_F は、作動流体流量で次式より求められる。

$$G_F = P_G / \{\eta_T \eta_G (h_1 - h_2)\} \quad (27)$$

ここで、 P_G は発電端出力、 η_T はタービン効率、 η_G は発電機の効率である。なお、図2のランキンサイクル効率 η_{ran} は、次式より求められる。

$$\eta_{ran} = (Q_E - Q_C) / Q_E = 1 - (h_2 - h_3) / (h_1 - h_4) \quad (28)$$

式(21)、(22)中の K_E 、 K_C は、それぞれ、蒸発器と凝縮器の熱通過係数である。この熱通過係数は、実験結果から与えられる。しかし、種々の条件下での熱通過係数を正確に見積るためには、海水側と作動流体側の熱伝達係数を用いて計算する方がよい。

Rothfusら⁽¹³⁾は、アンモニアとフロン11の液を1本のダブルフルーテッド管上に流下させ、蒸発熱伝達係数 α_B を測定し、次の結果を得ている。

$$\alpha_B = 2.9 \times 10^{-3} Re_m^{0.83} \phi / \xi \quad (29)$$

ここで、

$$\phi = (\lambda_L^3 \rho_L^3 g / \mu_L^2)^{1/3} \quad (30)$$

$$Re_m = (4m / \pi) d_0 \mu_L \quad (31)$$

$$= 4(q_m / \pi) d_0 \mu_L L \quad (32)$$

ダブルフルーテッド管上で蒸気が、凝縮する際の凝縮熱伝達係数 α_v は、前報のフルート面の実験結果より、波形フルート面の場合の経験式を用いた⁽¹⁴⁾。

$$Nu_{\epsilon} = 1.77 Bo^{*-0.1} (Gr_{\epsilon} Pr_L / H)^{1/4} \quad (33)$$

ここで、

$$Bo = g \rho_L p / \sigma \quad (34)$$

$$Bo^* = Bo (p/l) (p/h) \quad (35)$$

$$Nu_{\epsilon} = \alpha_v l / \lambda_L \quad (36)$$

$$Gr_{\epsilon} = g l^3 (\rho_L - \rho_C) / \mu_L^2 \rho_L \quad (37)$$

$$H = c_{pL} (T_C - T_{wo}) / L \quad (38)$$

海水側の強制対流熱伝達係数 α_H と α_C は、次式より求める⁽¹⁵⁾。

$$Re_d \leq 2320 \text{ (層流域)} \\ Nu_d = 3.66 + [0.0668 (d_i/l) Re_d Pr] / [1 + 0.04 \{(d_i/l) Re_d Pr\}^{2/3}] \quad (39)$$

$$2320 < Re_d < 10^4 \text{ (遷移域)} \\ Nu_d = 0.116 (Re_d^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \times \{1 + (d_i/l)^{2/3}\} \quad (40)$$

$$10^4 < Re_d \text{ (乱流域)} \\ Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{1/3} \quad (41)$$

6. 発電システムの支配因子

式(2)の評価関数 γ を支配する因子には、設計条件因子 C 、伝熱管形状因子 G 、状態因子 S 、稼働因子 D 、配管変数 P の五つの独立した因子が考えられる。

それぞれの設計因子は、次に示す諸量の関数である。

$$C = f(P_G, T_{H1}, T_{C1}, \lambda_w, P_{rop}) \quad (42)$$

$$G = f(d_E, l_E, p_E, d_C, l_C, p_C, p_{fE}, p_{fC}) \quad (43)$$

$$S = f(T_E, T_C) \quad (44)$$

$$D = f(V_H, V_C, \eta_{PH}, \eta_{PC}, \eta_{PF}, \eta_T, \eta_G) \quad (45)$$

$$P = f(d_{EW}, l_{EW}, d_{EP}, l_{EP}, d_{CW}, l_{CW}, d_{CP}, l_{CP}) \quad (46)$$

したがって、評価関数 γ は、次式で表される。

$$\gamma = f(C, G, S, D, P) \\ = f(P_G, T_{H1}, T_{C1}, \lambda_w, P_{rop}, d_E, l_E, p_E, d_C, l_C, p_C, p_{fE}, p_{fC}, T_E, T_C, V_H, V_C, \eta_{PH}, \eta_{PC}, \eta_{PF}, \eta_T, \eta_G, d_{EW}, l_{EW}, d_{EP}, l_{EP}, d_{CW}, l_{CW}, d_{CP}, l_{CP}) \quad (47)$$

このように評価関数 γ は、30個の変数の関数となる。

設計条件因子 C の発電端出力 P_G 、温海水入口温度 T_{H1} 、冷海水入口温度 T_{C1} 、伝熱面の熱伝導率 λ_w 、作動流体と海水の物性値、すなわち熱伝導率 λ 、比熱 c_p 、粘性係数 μ などは、すべて与えられるものとする。このようにすると、評価関数 γ は、伝熱管形状因子 G 、状態因子 S 、稼働因子 D 、配管変数 P によって支配されるようになる。

式(2)の γ の最小値を求めるには、設計条件因子 C を与えて、前節の各式を用いて、 γ が最小になるように各変数の値を決定すればよい。

7. 条件の限定と計算方法

式(47)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のは、入力データとして取り扱った。

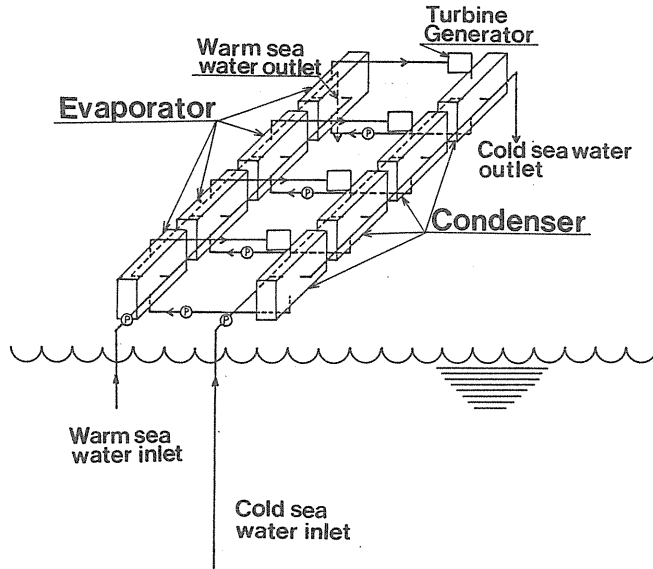


図3. 熱交換器回りの配管図

本研究では、前報と同様に、発電端出力 $P_G=100$ MW、伝熱面の材質は、チタンで伝熱面の熱伝導率 $\lambda_w=17.17$ W/mK、温海水取水管長 $l_{EW}=50.0$ m、管径 $d_{EW}=20.0$ m、冷海水取水管長 $l_{CW}=800.0$ m、管径 $d_{CW}=11.2$ m である。

図3に、蒸発器と凝縮器回りの配管を示す。蒸発器回りの配管長 $l_{EP}=80.0$ m、管径 $d_{EP}=10.0$ m、凝縮器回りの配管長 $l_{CP}=80.0$ m、管径 $d_{CP}=7.5$ m とする。

また、タービン効率、各ポンプ効率は、 $\eta_T=0.85$ 、 $\eta_{PH}=0.80$ 、 $\eta_{PC}=0.80$ 、 $\eta_{PF}=0.75$ とする。

このように、いくつかの変数を限定すると、式(2)の γ は、次式の様になる。

$$\gamma = f(T_E, T_C, d_E, l_E, p_E, d_C, l_C, p_C, V_H, V_C) \quad (48)$$

すなわち、 γ は、10個の独立変数の関数となる。

本研究では、計算は、前報と同様に最急勾配法を、使用して最適化計算を行った。この方法は、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_i を計算する。これより、 T_E に対する偏微分係数 $(\gamma_i - \gamma) / T_E$ 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_i を乗じたものを歩みとして、次のステップへ進む。 $T_C \cdots V_C$ も同様である。この新しい変数の組合せで γ の最小値 γ_{min} を求める。

図4は、発電システム全体の最適化のための計算方法の流れ図を示す。

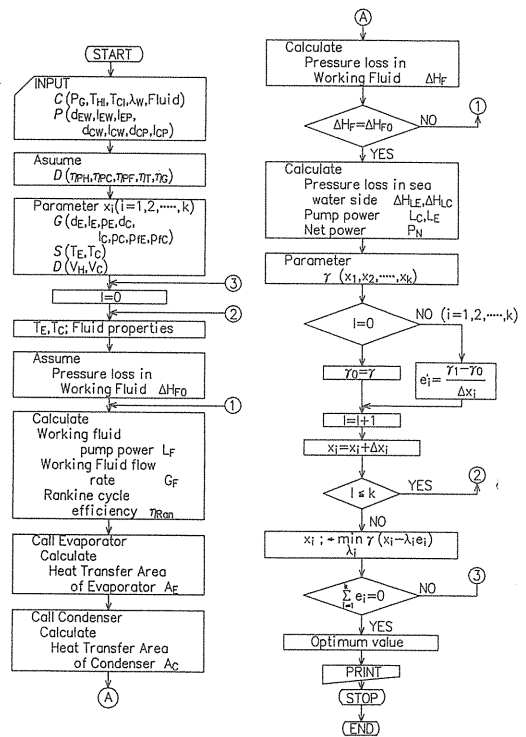


図4. 計算方法の流れ図

表1. 発電端出力100MW計算例(フロン22)

温海水入口温度	(°C)	24.0	24.0	24.0	28.0	28.0	28.0	32.0	32.0	32.0
冷海水入口温度	(°C)	3.0	5.0	7.0	3.0	5.0	7.0	3.0	5.0	7.0
ランキンサイクル効率	(—)	3.52	3.17	2.88	4.13	3.81	3.47	4.76	4.44	4.07
蒸発器伝熱表面積	10 ⁵ (m ²)	3.44	4.62	6.52	2.17	2.66	3.43	1.44	1.75	2.11
凝縮器伝熱表面積	10 ⁵ (m ²)	3.92	5.35	7.53	2.39	2.99	3.84	1.64	1.95	2.37
正味出力	(MW)	68.1	65.9	62.5	70.6	69.1	67.4	71.8	71.0	70.0
温海水ポンプ動力	(MW)	9.0	9.4	10.0	8.2	8.5	8.9	7.6	7.7	7.9
冷海水ポンプ動力	(MW)	16.8	18.2	20.7	15.0	16.0	17.0	14.4	14.9	15.6
作動流体ポンプ動力	(MW)	6.1	6.4	6.8	6.1	6.4	6.7	6.2	6.5	6.8
温海水流量	(t/s)	461.2	488.1	519.1	421.0	440.0	464.8	386.5	400.0	418.3
冷海水流量	(t/s)	278.6	301.8	337.2	232.5	250.8	270.0	200.4	212.3	228.4
作動流体流量	(t/s)	16.9	18.9	20.9	14.4	15.7	17.4	12.5	13.5	14.8
温海水取水管	10 ³ (Pa)	1.1	1.3	1.4	1.0	1.0	1.2	0.8	0.9	0.9
温海水配管	10 ³ (Pa)	3.4	3.9	4.6	2.7	3.0	3.5	2.3	2.4	2.7
蒸発器	10 ³ (Pa)	11.5	10.7	9.8	12.4	11.8	11.1	13.0	12.4	11.8
合計	10 ³ (Pa)	16.0	15.9	15.8	16.0	15.9	15.7	16.1	15.7	15.5
冷海水取水管	10 ³ (Pa)	26.5	27.2	28.5	29.1	29.3	29.3	33.1	32.9	32.7
冷海水配管	10 ³ (Pa)	4.1	4.9	6.3	2.7	3.3	3.9	2.0	2.2	2.6
凝縮器	10 ³ (Pa)	19.3	17.8	15.7	21.6	20.1	18.8	24.2	22.6	21.0
合計	10 ³ (Pa)	50.0	49.9	50.6	53.4	52.6	52.0	59.2	57.7	56.3
最小評価関数	(m ² /kW)	10.81	15.13	22.46	6.45	8.18	10.80	4.30	5.21	6.43

表2. 発電端出力100MW計算例(フロン502)

温海水入口温度	(°C)	24.0	24.0	24.0	28.0	28.0	28.0	29.0	29.0	29.0
冷海水入口温度	(°C)	3.0	5.0	7.0	3.0	5.0	7.0	3.0	5.0	7.0
ランキンサイクル効率	(—)	3.72	3.34	3.02	4.30	3.95	3.60	4.41	4.04	3.71
蒸発器伝熱表面積	10 ⁵ (m ²)	3.19	4.29	5.71	2.03	2.50	3.27	1.83	2.24	2.87
凝縮器伝熱表面積	10 ⁵ (m ²)	3.93	5.25	7.25	2.42	3.04	3.86	2.22	2.71	3.43
正味出力	(MW)	67.7	65.4	62.1	69.7	68.2	66.2	70.0	68.6	67.0
温海水ポンプ動力	(MW)	8.4	8.9	9.2	7.7	8.0	8.4	7.5	7.9	8.1
冷海水ポンプ動力	(MW)	15.8	17.1	19.6	14.3	15.2	16.2	14.2	14.9	15.8
作動流体ポンプ動力	(MW)	8.1	8.6	9.1	8.3	8.7	9.1	8.3	8.7	9.2
温海水流量	(t/s)	451.6	479.3	497.7	414.0	432.3	458.5	403.3	423.2	446.7
冷海水流量	(t/s)	269.1	292.6	328.3	227.2	243.1	265.0	220.8	234.7	254.0
作動流体流量	(t/s)	22.1	24.8	27.7	19.1	20.9	23.2	18.5	20.5	22.5
温海水取水管	10 ³ (Pa)	1.1	1.2	1.3	0.9	1.0	1.1	0.9	1.0	1.1
温海水配管	10 ³ (Pa)	3.3	3.8	4.1	2.7	2.9	3.4	2.5	2.8	3.2
蒸発器	10 ³ (Pa)	11.0	10.2	9.8	11.7	11.2	10.6	11.8	11.3	10.7
合計	10 ³ (Pa)	15.3	15.2	15.3	15.3	15.1	15.1	15.2	15.1	14.9
冷海水取水管	10 ³ (Pa)	26.0	26.6	27.9	28.8	28.9	29.1	29.9	29.8	29.8
冷海水配管	10 ³ (Pa)	3.8	4.7	6.0	2.6	3.1	3.7	2.4	2.8	3.4
凝縮器	10 ³ (Pa)	18.7	16.9	15.3	20.6	19.5	17.6	20.8	19.7	18.1
合計	10 ³ (Pa)	48.5	48.2	49.2	52.1	51.4	50.5	53.0	52.3	51.3
最小評価関数	(m ² /kW)	10.51	14.58	20.89	6.38	8.12	10.77	5.78	7.21	9.42

システム全体の最適化の際には、各構成機器の最適化を行う必要がある。そこで、これらの構成機器の最適化のプログラムは、サブルーチンとして入れた。

なお本研究は、フロン22の物性値は、冷媒熱物性値表⁽¹⁶⁾、フロン502の物性値には、流体の熱物性値表⁽¹⁷⁾、温冷海水の物性値には、海水利用ハンドブック⁽¹⁸⁾を利用した。

8. 計算結果及び考察

表1, 2は、それぞれ、作動流体に、フロン22及びフロン502を用いた場合の、蒸発器入口の温海水温度 T_{Hi} と凝縮器入口の冷海水温度 T_{Ci} を変化させた場合のランキンサイクル効率、蒸発器と凝縮器の伝熱表面積、正味出力、各ポンプ動力、流量、圧力損失、熱通過係数、最小評価関数を示したものである。

8.1 最小評価関数 γ_{min}

表1, 2から、最小評価関数 γ_{min} 、すなわち正味発電出力1 kW 当りの熱交換器の総伝熱表面積と温海水入口温度 T_{Hi} と冷海水入口温度 T_{Ci} との関係が分かる。温海水入口温度が高く、冷海水入口温度が低いほど、最小評価関数は小さい。

図5は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、温海水入口と冷海水入口との温度差 ($T_{Hi} - T_{Ci}$)

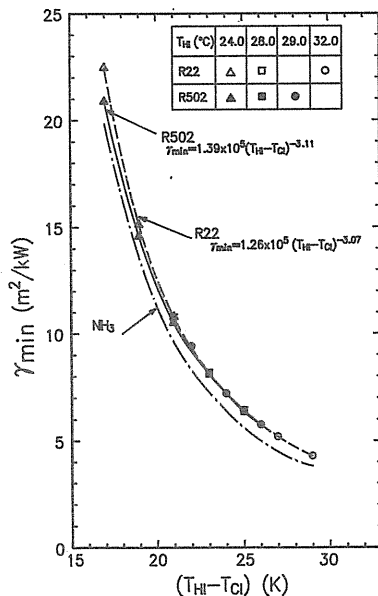


図5. 最小評価関数 γ_{min}

と γ_{min} の関係を示したものである。図5から明らかのように、フロン22の場合も、フロン502の場合も、 T_{Hi} 、 T_{Ci} が変化しても、表1, 2の範囲では、 γ_{min} は T_{Hi} 、 T_{Ci} に関係なく、ほぼ、 $(T_{Hi} - T_{Ci})$ で決まり次式で近似出来る。図より、それぞれ、近似式は、次式のように表される。

フロン22:

$$\gamma_{min} = 1.26 \times 10^5 (T_{Hi} - T_{Ci})^{-3.07} \quad (49)$$

$$17 < (T_{Hi} - T_{Ci}) < 29^\circ\text{C}$$

フロン502:

$$\gamma_{min} = 1.39 \times 10^5 (T_{Hi} - T_{Ci})^{-3.11} \quad (50)$$

$$17 < (T_{Hi} - T_{Ci}) < 26^\circ\text{C}$$

図5には、比較のために、作動流体にアンモニアを用いた場合の $(T_{Hi} - T_{Ci})$ と γ_{min} との関係も示す。図よりアンモニアを用いた場合の方が、フロン22を用いた場合より γ_{min} は、小さくなっている。温度差が 21°C の場合について比較すると、フロン22の場合の γ_{min} (約 $10.8 \text{ m}^2/\text{kW}$) の方が、アンモニアの場合の γ_{min} (約 $9.6 \text{ m}^2/\text{kW}$) より約1.1倍大きい。すなわち、正味出力1 kW 当りの伝熱表面積は、フロン22の場合より、アンモニアの場合の方が、約11%少なくて済むことがわかる。

次に、フロン22の場合とフロン502の場合を比較すると、温度差が小さいほど γ_{min} は、フロン22の方が大きい。温度差が大きくなるとともに、 γ_{min} の差は、小さくなっている。この原因は、フロン502の場合の方が、温度差が小さくなるとともに、蒸発熱伝達係数が、フロン22の場合より良くなる傾向があり、そのため、熱通過係数が良くなる。したがって、蒸発器伝熱表面積が、フロン22の場合よりフロン502の場合の方が小さくなる。

温度差が小さい 17°C の場合について比較すると、フロン22の場合の γ_{min} (約 $22.5 \text{ m}^2/\text{kW}$) は、フロン502の場合の γ_{min} (約 $20.9 \text{ m}^2/\text{kW}$) の約1.08倍である。温度差が 25°C の場合、フロン22の γ_{min} (約 $6.45 \text{ m}^2/\text{kW}$) は、フロン502の場合の γ_{min} (約 $6.38 \text{ m}^2/\text{kW}$) の約1.01倍である。

この結果、温度差 ($T_{Hi} - T_{Ci}$) が小さい場合には、フロン22よりフロン502の方が、有効であることがわかる。

8.2 正味出力 P_N と各ポンプ動力 L_H , L_C , L_F

図6, 7は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、温海水と冷海水の入口温度差 ($T_{Hi} - T_{Ci}$) と温海水ポンプ動力 L_H 、冷海水ポンプ動力 L_C 、作動流体

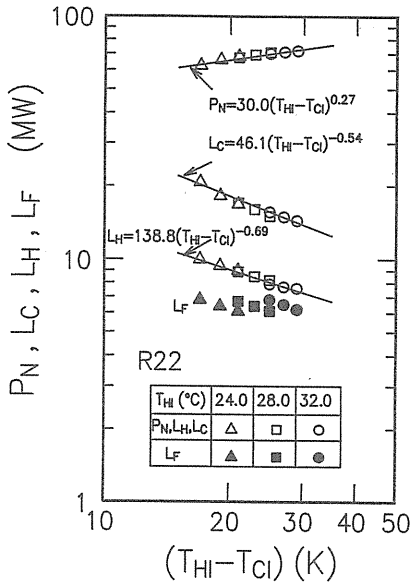


図6. 正味出力と各ポンプ動力
(フロン22)

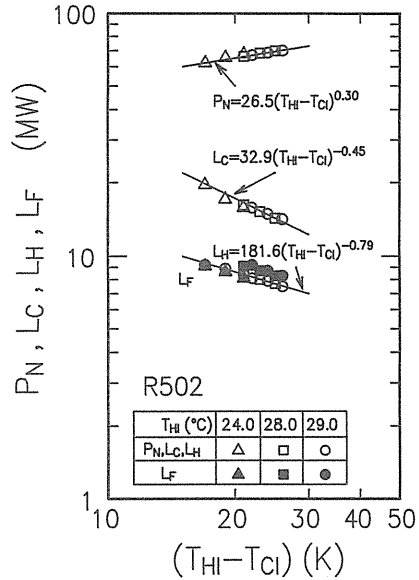


図7. 正味出力と各ポンプ動力
(フロン502)

ポンプ動力 L_F の関係を示したものである。

正味出力 P_N が、 $(T_{HI} - T_{CI})$ の増加とともに、大きくなっているのは、 L_H 、 L_C が、 $(T_{HI} - T_{CI})$ の増加とともに小さくなっているためである。

フロン22の場合とフロン502の場合の、 P_N 、 L_H 、 L_C は、それぞれ、次式で近似できる。

フロン22:

$$P_N = 30.0(T_{HI} - T_{CI})^{0.27}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (51)$$

$$L_H = 46.1(T_{HI} - T_{CI})^{-0.54}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (52)$$

$$L_C = 138.8(T_{HI} - T_{CI})^{-0.69}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (53)$$

フロン502:

$$P_N = 26.5(T_{HI} - T_{CI})^{0.30}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (54)$$

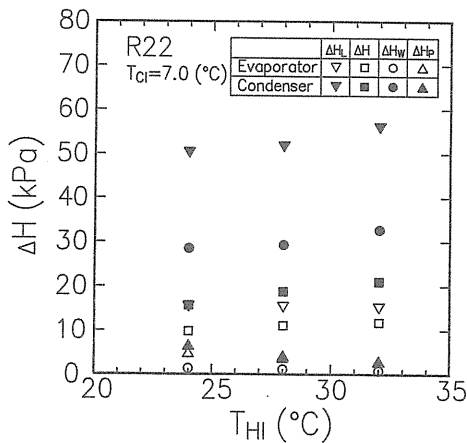


図8. 圧力損失 (フロン22)

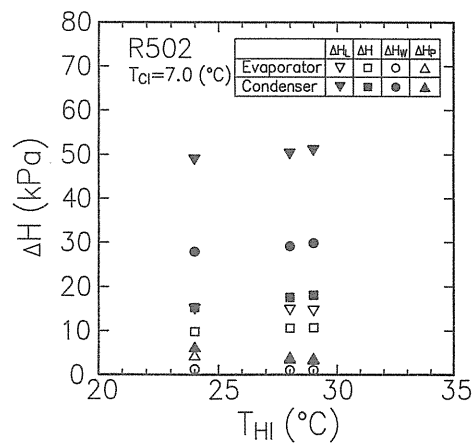


図9. 圧力損失 (フロン502)

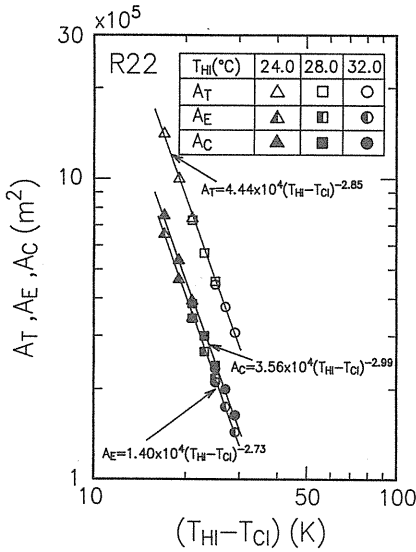


図10. 伝熱表面積 (フロン22)

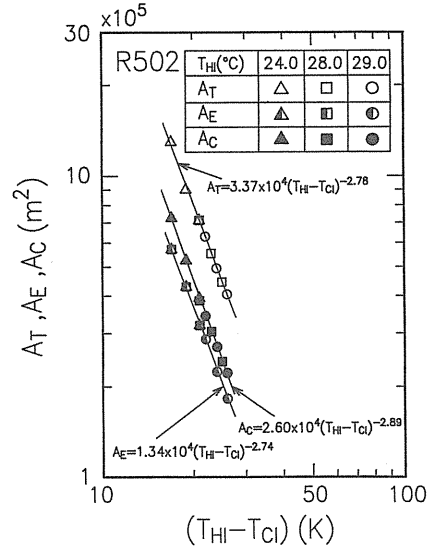


図11. 伝熱表面積 (フロン502)

$$L_H = 32.9(T_{HI} - T_{CI})^{-0.45} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (55)$$

$$L_C = 181.9(T_{HI} - T_{CI})^{-0.79} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (56)$$

正味出力は、同じ温度差 21°C で、アンモニアの場合と比較すると、アンモニア場合の P_N (約69.7MW)よりフロン22の場合の P_N (約67.8MW)の方が、約3%小さい。また、フロン502の場合の P_N (約67.0MW)の方が、フロン22より約1%小さい。

作動流体ポンプ動力は、冷海水温度 7°C の場合について比較すると、フロン22の L_F (約6.8MW)の方が、フロン502の場合の L_F (約9.1MW)より約25%小さい。

8. 3 圧力損失

図8, 9は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、冷海水入口温度 T_{ci} が 7°C の場合の各圧力損失 ΔH と温海水入口温度 T_{hi} の関係を示している。

フロン22の場合も、フロン502の場合も同じ傾向であり、温海水流路の全損失は、温海水入口温度に関係なく、ほぼ一定である。冷海水流路の全損失は、温海水入口温度が上昇するとともに増加する。

冷海水取水管の圧力損失が、温海水入口温度 T_{hi} が上昇すると大きくなるのは、表層海水と深層海水の密度差による損失が、温海水と冷海水との温度差が広が

ることにより大きくなったためである。

熱交換器回りの損失が温海水温度が上昇すると共に、小さくなるのは、管内海水流速が遅くなったためである。

熱交換器内の損失が上昇するのは、流量は、減少しているが、最適計算による管の形状の変化により、流速が大きくなったためである。

8. 4 伝熱表面積 A_T , A_E , A_C

図10, 11は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、温海水と冷海水の入口温度差 $(T_{HI} - T_{CI})$ と伝熱表面積 A_T , A_E , A_C の関係を示したものである。

フロン22の場合とフロン502の場合の、 A_T , A_E , A_C は、それぞれ、次式でほぼ近似できる。

フロン22:

$$A_T = 4.44 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.85} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (57)$$

$$A_E = 1.40 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.73} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (58)$$

$$A_C = 3.56 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.99} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 29^\circ\text{C} \quad (59)$$

フロン502:

$$A_T = 3.37 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.78} \quad 17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (60)$$

$$A_E = 1.34 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.74}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (61)$$

$$A_C = 2.60 \times 10^4 (T_{HI} - T_{CI})^{-2.89}$$

$$17 < (T_{HI} - T_{CI}) < 26^\circ\text{C} \quad (62)$$

アンモニアの場合と比較すると、温度差21°Cの場合、フロン22の場合の A_T (約7.32m²)の方が、アンモニアの場合の A_T (6.69m²)より約8.6%大きい。

温度差23°Cの場合、フロン22の場合の A_T (約4.56

m²)よりフロン502の場合の A_T (約4.45m²)の方が、約2.4%小さい。温度差17°Cの場合、フロン22の場合の A_T (約14.05m²)よりフロン502の場合の A_T (約12.96m²)の方が、約7.8%小さい。

8. 5 作動流体流量 G_F

図12は、温海水と冷海水の入口温度差 ($T_{HI} - T_{CI}$) と作動流体流量 G_F の関係を示したものである。

図12より、作動流体流量は、フロン502の場合の方が、フロン22の場合より多く、また、フロン22、フロン502のどちらの場合も、温度差が大きくなると共に減少する。

温度差が21°Cの場合について比較すると、フロン22の場合の G_F (約17.2t/s)は、フロン502の場合の G_F (約22.7t/s)の方が、約25%大きい。また、フロン22の G_F は、アンモニアの場合の G_F (約2.8t/s)の約6倍である。

8. 6 温海水、冷海水流量 G_H, G_C

図13, 14は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、温海水と冷海水の入口温度差 ($T_{HI} - T_{CI}$) と温海水流量 G_H 、冷海水流量 G_C の関係を示したものである。

図13, 14より、温海水、冷海水流量ともに、温度差が大きくなるとともに減少している。

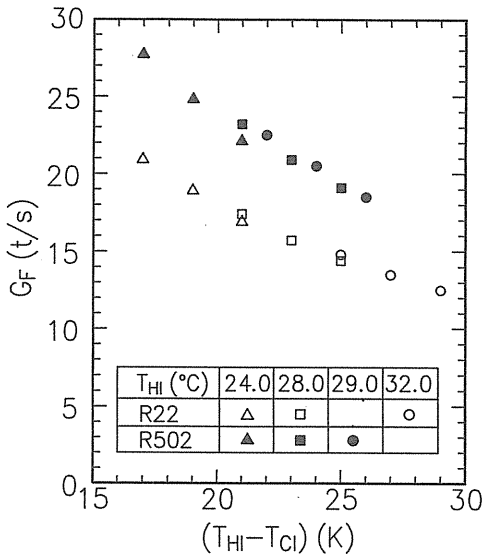


図12. 作動流体流量

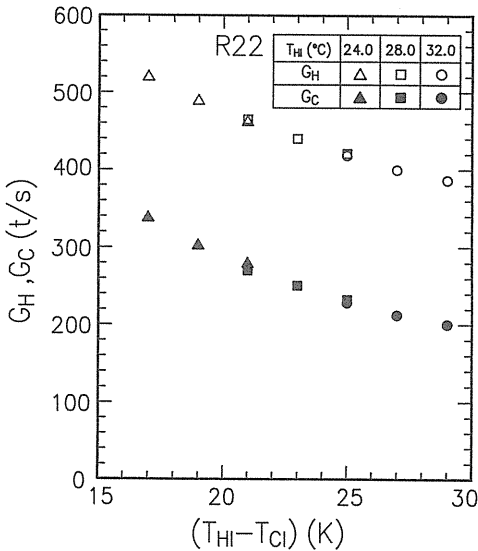


図13. 海水流量 (フロン22)

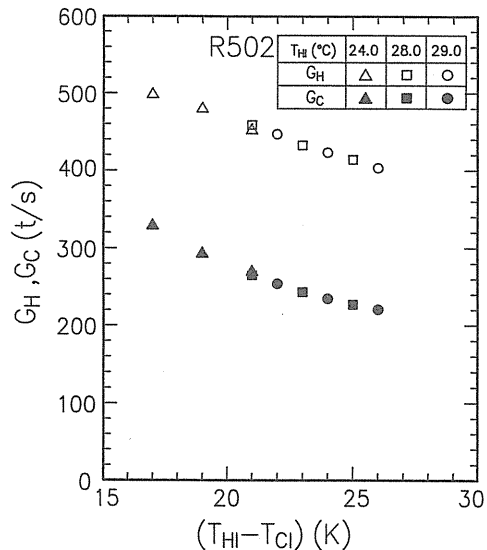


図14. 海水流量 (フロン502)

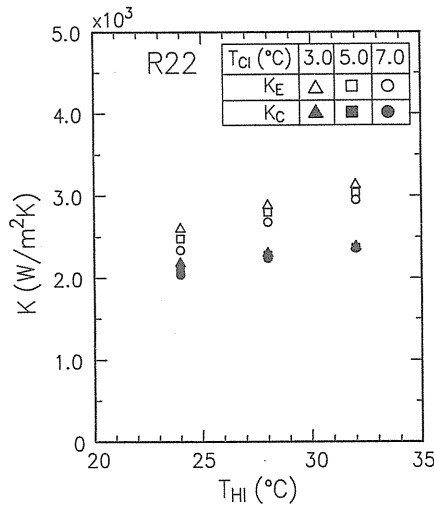


図15. 熱通過係数 (フロン22)

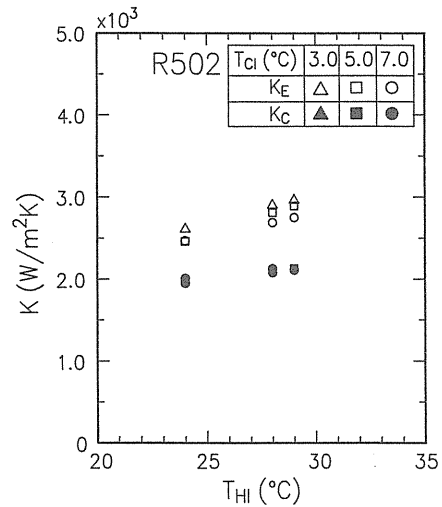


図16. 熱通過係数 (フロン502)

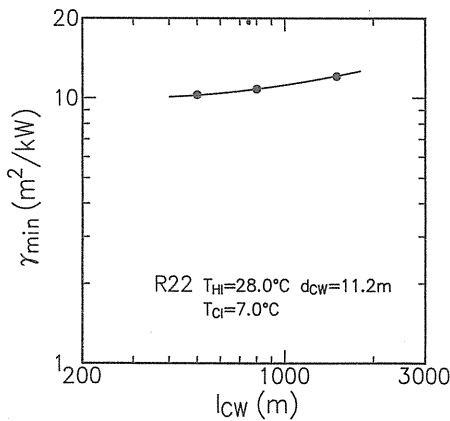


図17. 冷海水取水管長さと最小評価関数 (フロン22)

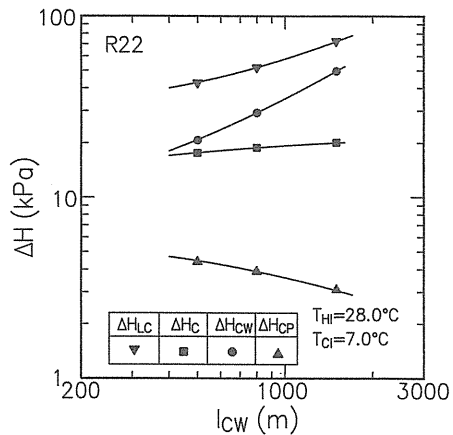


図18. 冷海水取水管長さと圧力損失 (フロン22)

温度差が21°Cの場合、フロン22の場合は、温海水流量 G_H(約463t/s)の方が、冷海水流量 G_C(約274t/s)より約69%多い。フロン502の場合は、温海水流量 G_H(約455t/s)の方が、冷海水流量 G_C(約267t/s)より約60%多い。

作動流体について比較すると、温海水流量は、フロン22に場合には、アンモニアの場合の G_F(約454t/s)より約2%多い。フロン22の場合とフロン502の場合を比較すると、8.4節で示したように、伝熱表面積が減るためフロン502の場合の流量、主に温海水流量がフロン22の場合に比べ温度差が、小さくなるとともに少なくなる傾向がある。

温度差23°Cの場合、温海水流量は、フロン22の場合

の G_H(約440t/s)は、フロン502の場合の G_H(約432t/s)より約1.8%多く、温度差17°Cの場合、温海水流量は、フロン22の場合の G_H(約519t/s)は、フロン502の場合の G_H(約497t/s)よりフロン22の場合の方が約4.2%多い。

8.7 熱通過係数 K_E, K_C

図15, 16は、それぞれ、フロン22の場合とフロン502の場合の、温海水入口温度 T_{HI}が変化した場合の蒸発器と凝縮器の熱通過係数 K_E, K_Cを示したものである。

K_E, K_Cは、真実表面積基準で表しているの、公称伝熱表面積基準に換算すると、約1.5倍しなければならない。

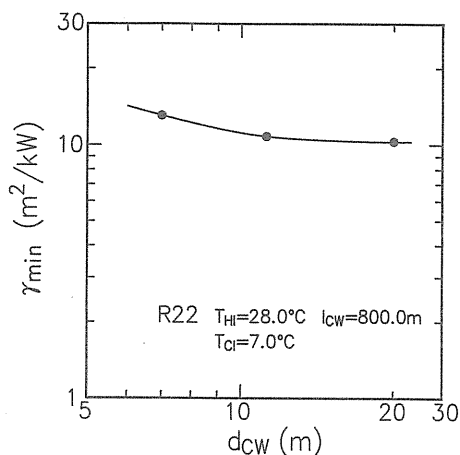


図19. 冷海水取水管径と最小評価関数（フロン22）

温海水入口温度28°C、冷海水入口温度7°Cの時、フロン22の場合、 $K_E=2683\text{W/m}^2\text{K}$ 、 $K_C=2240\text{W/m}^2\text{K}$ である。フロン502の場合、 $K_E=2694\text{W/m}^2\text{K}$ 、 $K_C=2083\text{W/m}^2\text{K}$ である。

9. 種々の損失の影響

第8章では、パラメーターを固定した場合についての結果を述べたが、本章では、第3章のパラメーターのうち、特定のパラメーターを変化させた場合について、検討する。

9.1 冷海水取水管長さの影響

本節では、第8章で与えられたパラメーターのうち冷海水取水管長さについて検討する。

図17は、冷海水取水管長さ l_{cw} を変化させた場合の最小評価関数 γ_{min} を示したものである。

最小評価関数は、管長さが長くなるほど大きくなる。これは、冷海水取水管長さが長くなると、冷海水ポンプ動力が大きくなり正味出力が小さくなるためである。

図18は、冷海水取水管長さ l_{cw} を変化させた場合の圧力損失 ΔH を示したものである。

冷海水流路の全損失 ΔH_{LC} は、管長さ l_{cw} が長くなるほど大きくなっている。そのことにより、冷海水ポンプ動力 L_c が大きくなる。冷海水取水管の圧力損失 ΔH_{CW} は、管長さ l_{cw} が長くなると大きくなる。これは、管内流速が速くなっているのが原因である。

凝縮器内の損失 ΔH_c は、管長さ l_{cw} が長くなると小

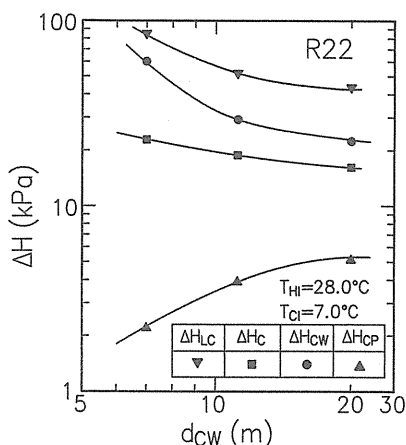


図20. 冷海水取水管径と圧力損失（フロン22）

さくなる。これは、最適な評価関数を得るためには、流速を小さくする必要があり、そのために、最適計算により伝熱管の形状が変わったからである。

9.2 冷海水取水管径の影響

本節では、第8章で与えられたパラメーターのうち冷海水取水管径を変えた場合について検討する。

図19は、冷海水取水管径 d_{cw} を変化させた場合の最小評価関数 γ_{min} を示したものである。

最小評価関数 γ_{min} は、管径 d_{cw} が大きくなるほど小さくなり、冷海水ポンプ動力 L_c が小さくなる。

図20は、管径を変化させたときの、圧力損失 ΔH を示したものである。

冷海水取水管の圧力損失 ΔH_{CW} は、管径 d_{cw} が大きくなると、小さくなる。それは、摩擦損失 Δh_{fC} が小さくなるからである。図20より、管径が、10m以下になると、取水管の損失は、急に大きくなるのがわかる。

10. 結論

熱交換器にダブルフルーテッド管形を、作動流体にフロン22及びフロン502を用いた海洋温度差発電システムにおいて、最小伝熱表面積で最大の正味出力を得る方法とその結果について検討し、次のような結果を得た。

- (1) フロン22の場合とフロン502の場合の、正味出力 P_N 1kW 当りの総伝熱表面積 γ_{min} は、それぞれ、式(49)及び式(50)で与えられる。

- (2) γ_{\min} は、温度差が21°Cの場合について比較すると、フロン22の場合の γ_{\min} (約10.8m²/kW)の方が、アンモニアの場合の γ_{\min} (約9.6m²/kW)より約1.1倍大きい。すなわち、正味出力1 kW当りの伝熱表面積は、フロン22の場合よりアンモニアの場合の方が、約11%少なくて済むことがわかる。
- (3) 正味出力 P_N は、発電端出力に対して、フロン22の場合は、温冷海水入口温度差が17~29°Cで、約63~72%で、フロン502の場合は、温冷海水入口温度差が17~26°Cで、約62~70%を得ることが出来る。
- (4) フロン22の場合とフロン502の場合の、正味出力 P_N 、温海水、冷海水、作動流体の各ポンプ動力 L_H 、 L_C 、 L_F は、それぞれ、式(51)~(56)で表される。また、同じ温度差が21°Cで、アンモニアの場合と比較すると、アンモニア場合の P_N (約69.7MW)よりフロン22の場合の P_N (約67.8MW)の方が、約3%小さい。また、フロン502の場合の P_N (約67.0MW)の方が、フロン22より約1%小さい。
- (5) 作動流体ポンプ動力は、冷海水温度7°Cの場合について比較すると、フロン22の L_F (約6.8MW)の方が、フロン502の場合の L_F (約9.1MW)より約25%小さい。
- (6) フロン22の場合とフロン502の場合の総伝熱表面積 A_T 、蒸発器伝熱表面積 A_E 、凝縮器伝熱表面積 A_C は、それぞれ、式(57)~(62)で表される。アンモニアの場合と比較すると、温度差21°Cの場合、フロン22の場合の A_T (約7.32m²)の方が、アンモニアの場合の A_T (6.69m²)より約8.6%大きい。
- (7) 作動流体流量は、フロン502の場合の方が、フロン22の場合より多い。温度差が21°Cの場合について、比較するとフロン22の場合の G_F (約17.2t/s)は、フロン502の場合の G_F (約22.7t/s)の方が、約25%大きい。また、フロン22の G_F は、アンモニアの場合の G_F (約2.8t/s)の約6倍である。
- (8) 温海水、冷海水流量は、温度差が21°Cの場合、フロン22の場合は、温海水流量 G_H (約463t/s)の方が、冷海水流量 G_C (約274t/s)より約69%多い。フロン502の場合は、温海水流量 G_H (約455t/s)の方が、冷海水流量 G_C (約267t/s)より約60%多い。
- (9) 冷海水取水管長は、長いほど圧力損失が大きくなり、 γ_{\min} が大きくなる。一方、管径は、大きいほど圧力損失が小さくなり、 γ_{\min} は小さくなる。

本研究の数値計算は、水産大学校情報処理センター

のCOSMO—7 0 0 IIIを使用し行った。

終わりに、本研究に協力された水産大学校卒研生白石誠二君、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，(昭57)，オーム社。
- (2) Ganic, E. N. and Meoller, L; Appl. Energy, 6-4(1980), 289.
- (3) Owens, W. L.; ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf., 2(1980), 227.
- (4) 上原・ほか4名；火力原子力発電，31-5 (昭56)，79.
- (5) Nakaoka, T. and Uehara, H.; Experimental Thermal and Fluid Science, 1-3(1988), 275.
- (6) Nakaoka, T. and Uehara, H.; Experimental Thermal and Fluid Science, 1-3(1988), 283.
- (7) 上原・ほか3名；機論，49-442, B(昭58)，1214.
- (8) 上原・中岡；機論，50-453, B(昭59)，1325.
- (9) 上原・中岡；機論，50-456, B(昭59)，1955.
- (10) Bakstad, P.J., ほか4名；Proc. 5th OTEC Conf., (1979), 8,2-1.
- (11) Bakstad, P.J. and Person, R.O.; Proc. 6th OTEC Conf., (1979), 8, 2-1.
- (12) 日本機械学会編；管路・ダクトの流体抵抗，(昭54)，日本機械学会。
- (13) Rothfus, R. R. and Neuman, C. P; Proc. 4th OTEC Conf., (1977), VI-55.
- (14) Uehara, H., Nakaoka, T. and Nakashima, S.; International Journal of Refrigeration 8-1, (1985), 22.
- (15) 尾花；熱交換器設計ハンドブック，(昭49)，工学図書。
- (16) 日本冷凍協会；冷媒熱物性値表，(昭50)。
- (17) 日本機械学会；流体の熱物性値表，(昭63)。
- (18) 日本海水学会編；海水利用ハンドブック，(昭49)，108.