クローズドサイクル海洋温度差発電システムの動特性モデルに関する実験的検討

正員 村田 晃 伸 (電総研)

正員 高沢 弘 幸 (電総研)

正員 梶川 武 信 (電総研)

1. はじめに

自然エネルギー利用システムの特徴の一つとして、入力変動しやすいということが挙げられる。海洋温度差発電システムの場合には、海の状態に応じて取水温度や取水量が変動する。海洋温度差発電システムは利用温度差が小さいので、取水温度の変動はシステム性能に大きな影響を及ぼす。しかし、海水温度の変動は十分ゆっくりしているため、取水温度変動の影響を評価するのにシステムの過渡的振舞いを考慮する必要はない。一方、洋上設置形発電システムを対象とした検討⁽¹⁾によると、取水量変動が最大となる波浪の周期は約10s、変動幅は波高を2~3mとすると平均取水量の20~30%と見積られている。取水量変動は速く、変動幅も大きいのでシステムの過渡的な応答を検討する必要がある。

これまで海洋温度差発電システムの動特性モデルが幾つか提出されているが⁽²⁾⁽³⁾、これらのモデルでは熱交換器を取水量変動によらない一定の伝熱性能をもった集中定数系として取扱っている。実際には、熱交換器の水側伝熱性能は熱交換器内の水の流速に依存し、流速の変動が大きいときには水側熱伝達率も大きく変動する。また、流速の変動が速いので熱交換器は分布定数系として取扱う必要がある。従って、従来のモデルは小振幅の取水量変動に対しては有効であろうが、海洋場で想定される大振幅の速い変動に対しては不十分だと考えられる。

Experimental Study of Transient Modeling of Closed Cycle Otec Power System. By Akinobu Murata, Member, Hiroyuki Takazawa, Member & Takenobu Kajikawa, Member (Electrotechnical Laboratory).

村田晃伸: 正員, 電子技術総合研究所
高沢弘幸: 正員, 電子技術総合研究所
梶川武信: 正員, 電子技術総合研究所

- E: プール沸騰式シェル & チューブ蒸発器
伝熱管: 20φ×4, 200 l 64本 金属繊維多孔質面
1本あたりの熱容量: 0.285 kcal/°C
プール作動流体熱容量: 300 kcal/°C
- C: 垂直流下液膜式シェル & チューブ形凝縮器
伝熱管: 20φ×6, 000 l 91本 スパイラルダブルフィン
1本あたりの熱容量: 0.564 kcal/°C
- T: 単段軸流式フロンタービン
 $GD^2=1.33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- G: 200V 5kVA 自動式3φ 同期発電機
 $GD^2=0.43 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- P: 作動流体循環ポンプ
作動流体: R 114

図1 OTEC III シミュレータ

Fig. 1. OTEC III simulator.

本論文は電総研の OTEC III シミュレータを用いて、取水量変動に対する熱交換器性能変化を含めた、より詳しい海洋温度差発電システムの動特性モデルに関して実験的検討を行ったものである。実験に用いた OTEC III シミュレータは、プール沸騰式シェル & チューブ形蒸発器、液膜流下式シェル & チューブ形凝縮器、フロンタービン、三相同期発電機、抵抗負荷、ポンプおよびそのほかの関連機器からなる。詳細は他の文献⁽⁴⁾にゆずり、ここには概略図を示す(図1)。システム全体の動特性の検討に先立って主要要素機器の動特性を検討し、それらの個々のモデルを連系させて全体システムのモデルを作成した。そして実験結果との比較によってモデルを検証した。

2. 熱交換器の動特性

〈2・1〉 検討事項 熱交換器の動特性を調べる際

の検討事項を挙げると以下になる。

- ① 伝熱管壁内の過渡的な熱伝導の扱い方。
- ② 伝熱管内流速が変動するときの水側熱伝達率の扱い方。
- ③ 作動流体側熱伝達率の扱い方。

海洋温度差発電のような低熱落差発電では、出力に比べて熱交換器の処理熱量が大きい。従って、熱交換器内の熱の流れを詳しく模擬する必要があることから①を検討事項とした。流量変動時の管内熱伝達に関しては、流れが層流の場合について検討した例⁽⁶⁾があるが、乱流の場合の扱い方はよくわかっていない。熱交換器内の流れは通常乱流であるので、②について明らかにしておく必要がある。③についても同様である。

〈2・2〉 実験方法 実験にはステップ応答法を用い、熱交換器の入口水温および水流量を弁操作で急変したときの出口水温、作動流体各部の温度、作動流体蒸気圧、作動流体循環量を測定した。温度の測定にはサーミスタ、圧力の測定には水晶圧力計、水流量の測定には電磁流量計を用いた。作動流体の蒸気側の流量は、蒸気側と液側の流量バランスの変化が凝縮器内の液たまりの作動流体量の変化として観察されることを利用して、凝縮器内液たまりの作動流体量変化速度と液側作動流体流量との差をとって求めた。液たまりの作動流体の量は液面高さとしてポテンシオメータで、液側の作動流体流量はタービンメータで測定した。

〈2・3〉 伝熱管壁内の過渡的な熱伝導

(1) 端面の温度が緩やかに変動する壁の中の一次元熱伝導の近似解 板の両面の温度は初め一定であるが、 $t=0$ を境に緩やかに変動しだすものとする(図2)。この場合の方程式は

$$\partial T / \partial t = \chi \partial^2 T / \partial x^2$$

初期および境界条件は

$$T(t, 0) = T_{wi}(t)$$

$$T(t, D) = T_{wo}(t)$$

壁温 T_{wi} , T_{wo} が緩やかに変動する

図2 薄い壁の内の一次元熱伝導

Fig. 2. One dimensional heat convection through a thin wall.

$$T(0, x) = T_{wi}(0) + (T_{wi}(0) - T_{wo}(0)) x/D \quad (1)$$

ここで、 $T(t, x)$: 温度分布、 χ : 温度伝導率、 D : 板厚、 $T_{wi}(t)$, $T_{wo}(t)$: 端面の温度 $x=x/D$, $\tau=t\chi/D^2$ において(1)の解を書くと

$$T(\tau, z) = (1-z) T_{wi}(\tau) + z T_{wo}(\tau) - \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin n\pi z}{n} \int_0^{\tau} e^{-n^2\pi^2(\tau-\tau')} \times \left\{ \frac{dT_{wi}}{d\tau}(\tau') - (-1)^n \frac{dT_{wo}}{d\tau}(\tau') \right\} d\tau' \quad (2)$$

(2)式中 $e^{-n^2\pi^2(\tau-\tau')}$ ($0 \leq \tau' \leq \tau$, $n=1, 2, \dots$) は極めて速く減衰するので、 $dT_{wi}/d\tau$, $dT_{wo}/d\tau$ の変化が緩やかであれば積分を次のように近似的に計算できる。

$$(2) \text{ 式中の積分 } \div \left\{ \frac{dT_{wi}}{d\tau}(\tau) - (-1)^n \frac{dT_{wo}}{d\tau}(\tau) \right\} \times \int_0^{\tau} e^{-n^2\pi^2(\tau-\tau')} d\tau' \times \int_0^{\tau} e^{-n^2\pi^2(\tau-\tau')} d\tau' \div \int_{-\infty}^{\tau} e^{-n^2\pi^2(\tau-\tau')} d\tau' = \frac{1}{n^2\pi^2} \dots (3)$$

(3)式を(2)式に代入すると

$$T(\tau, z) \div (1-z) T_{wi}(\tau) + z T_{wo}(\tau) - \frac{2}{\pi^3} \frac{dT_{wi}}{d\tau}(\tau) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin n\pi z}{n^3} + \frac{2}{\pi^3} \frac{dT_{wo}}{d\tau}(\tau) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n \sin n\pi z}{n^3}$$

これに、 $0 \leq y \leq \pi$ のときに成り立つ公式

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin ny}{n^3} = \frac{y}{12} (\pi - y) (2\pi - y)$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n \sin ny}{n^3} = -\frac{y}{12} (\pi^2 - y^2)$$

を用いると

$$T(\tau, z) \div (1-z) T_{wi}(\tau) + z T_{wo}(\tau) - \frac{1}{6} \frac{dT_{wi}}{d\tau}(\tau) z(1-z)(2-z) - \frac{1}{6} \frac{dT_{wo}}{d\tau}(\tau) z(1-z^2) \dots (4)$$

を得る。時刻 t において端面 $z=0$ から壁に流入する熱流束を $Q_1(t)$, $x=D$ において壁から流出する熱流束を $Q_2(t)$ とすると

$$Q_1 = -c_p \chi (\partial T / \partial x)_{x=0}$$

$$Q_2 = -c_p \chi (\partial T / \partial x)_{x=D}$$

ただし、 c_p : 壁の比熱

であるから、(4)式と $z=x/D$, $\tau=t\chi/D^2$ より

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{T_{wi}-T_{w0}}{R_w} + \frac{C_w}{3} \frac{dT_{wi}}{dt} + \frac{C_w}{6} \frac{dT_{w0}}{dt} \\ Q_2 &= \frac{T_{wi}-T_{w0}}{R_w} - \frac{C_w}{6} \frac{dT_{wi}}{dt} - \frac{C_w}{3} \frac{dT_{w0}}{dt} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 R_w : 壁の単位面積あたりの熱抵抗、

C_w : 単位面積あたりの熱容量

を得る。

(2) 伝熱管壁内の過渡的熱伝導の近似解 伝熱管は円管であるが直径に比べて肉厚が小さいので、その中の伝熱を(1)項で扱った一次元熱伝導とみなすことができる。そこで(5)式を採用する。ただし、熱抵抗および熱容量の計算には管の平均直径に基づく面積を用いた。

(2.4) 過渡状態における水側および作動流体側熱伝達率

(1) 定常状態の熱伝達率 流速も入口温度も一定である場合、円管内の乱流熱伝達の熱伝達率は次式で与えられる⁽⁶⁾。

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \\ h &= Nu d / \lambda \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 Nu : ヌセルト数、 Re : レイノルズ

数、 Pr : プラントル数、 d : 伝熱管内径、 h :

熱伝達率、 λ : 水の熱伝導率

作動流体側熱伝達率は熱流束の関数である。例えば、蒸発器に用いられている金属繊維焼結面では実験的に

$$h \propto q_E^n \quad (n=0.2 \sim 0.7) \dots\dots\dots (7)$$

q_E : 熱流束

の関係が得られている⁽⁷⁾。

(2) 変動がある場合の検討方針 温度による物性値の変化を無視すると、入口温度が変動しても流速が一定であれば(6)式によって水側熱伝達率が計算される。流速が変化する場合の水側熱伝達率および作動流体側熱伝達率の検討は表1の手順で行う。次節で述べる方法によれば熱交換器内における水側から作動流体側への過渡的な熱の流れや伝熱管内平均水温の変化を知ることができる。更に入口温度変動の場合には、前述のとおり水側熱伝達率が既知なので伝熱管壁温度の変化を求め作動流体側熱伝達率や過熱度に関する検討を行うことができる。一方、作動流体側からみれば、水側の入口温度変動も流量変動もともに伝熱管外壁温度の変動とみなされるから、入口温度変動実験から得られる作動流体側熱伝達率や過熱度に関する結果は流量変動時にも妥当であると考えられる。従って、過渡的熱収支と合せて伝熱管壁温度の変化を求め、流

表1 熱伝達率に関する実験的検討の手順
Table 1. Flow chart for the experimental study on heat transfer coefficients.

見かけの水側処理熱量 Q_0 は水のエンタルピー変化分と Q_1 の和であり、 Q_1 は伝熱管壁のエンタルピー変化と Q_2 の和である。

図3 熱交換器内の過渡的な熱収支

Fig. 3. Transient heat balance in a heat exchanger.

図4 伝熱管内の伝熱

Fig. 4. Heat transfer in a tube.

量変動時の水側熱伝達率の変化を検討することができる。

(3) 入力変動時の熱交換器の過渡的な熱収支 入力変動時の熱交換器内での熱の流れを図3に示す。水から管壁に伝わる熱量 Q_1 は管壁から作動流体に伝わる熱量 Q_2 と管壁温度の変化に寄与する熱量の和である。この三者の関係は(5)式で表される。 Q_1 の計算は次のようにして行う。図4に示すような1本の伝熱管を考える。管軸方向に x 軸をとり、入口を

$x=0$, 出口を $x=l$ とする。時刻 $t=t_1$ で伝熱管に入り, $t=t_2$ で管を出る面状の流体要素 A を考える。時刻 $t(t_1 \leq t \leq t_2)$ に A がある位置を $x_A(t)$ とすると

$$x_A(t) = \int_{t_1}^t u(\tau) d\tau \dots\dots\dots (8)$$

$u(\tau)$: 管内流速

伝熱管に沿った熱流束分布を $q(t, x)$ とし, 時刻 t , 位置 $x=x_A$ における局所的熱流束を $q_A(t)$ とすると

$$q_A(t) = q(t, x_A(t)) \dots\dots\dots (9)$$

q_A を t_1 から t_2 まで積分すると次式が得られる。

$$\int_{t_1}^{t_2} q_A(\tau) d\tau = \frac{1}{2} r_i c_p \rho \{T_i(t_1) - T_0(t_2)\} \dots\dots\dots (10)$$

r_i : 伝熱管内半径, c_p , ρ : 水の比熱と密度,

T_i : 入口温度, T_0 : 出口温度

一方, 時刻 t における全処理熱量を $Q_1(t)$ とすると

$$Q_1(t) = 2\pi r_i \int_0^l q(t, x) dx \dots\dots\dots (11)$$

$t_1 \leq t \leq t_2$ における $q(t, x)$ の変化を線形近似すると

$$q(t, x) = q(t_1, x) + \partial q(t_1, x) / \partial t \cdot (t - t_1) \dots\dots\dots (12)$$

(12)式において $x=x_A$ とし両辺に $2\pi r_i u(t)$ を掛けて, t_1 から t_2 まで積分すると次式が得られる。

$$\int_{t_1}^{t_2} q_A(\tau) u(\tau) d\tau = m Q_1(t_1) + (1-m) Q_1(t_2) \dots\dots\dots (13)$$

$$m = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} M(x_A(\tau)) d\tau \dots\dots\dots (14)$$

$$M(x) = \int_0^x \frac{\partial q}{\partial t}(t_1, x) dx / \int_0^l \frac{\partial q}{\partial t}(t_1, x) dx \dots\dots\dots (15)$$

(13)式中の m は熱流束分布に依存し, 一般には時間の関数である。しかし特別な場合, 例えば壁温と流速が一定の条件で入口水温が変動する場合には定数となる。ここでは, もっと粗い近似で伝熱管を集中定数とみなし $\partial q / \partial t$ が x によらないと近似すると

$$M(x) = x/l$$

$$m = \frac{1}{l(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} x_A(\tau) d\tau \dots\dots\dots (16)$$

(16)式からわかるように, m の値は流速の測定値から決めることができる。流速が一定の場合には m の値は 0.5 になる。流速が変動する場合も $t_1 \leq t \leq t_2$ における変動量が, それほど大きくないときには 0.5 に近い値をとる。

u , T_i , T_0 は測定できる量なので(10)式の右辺は測

定値から定めることができる。従って, 適当な初期条件を与えると(10)式から $q_A(t)$ が定められる。すると(13)式の左辺も定まり適当な初期条件のもとで(13)式から $Q_1(t)$ を定めることができる。初期条件には, ステップ状の変動を加える前の状態における値を用いることができる。なお,

$$Q_0(t) = c_p \rho \pi r_i^2 u(t) \{T_i(t) - T_0(t)\} \dots\dots (17)$$

で計算される Q_0 を見掛けの水側処理熱量と呼ぶと, Q_1 は見掛けの処理熱量から管内水の平均温度の変化に寄与する熱量を差し引いたものに等しい。従って, 平均管内水温の変化量は次式で与えられる。

$$\Delta T_m = \int \frac{Q_0 - Q_1}{C_{WT}} d\tau \dots\dots\dots (18)$$

ただし, ΔT_m : 平均水温変化量, C_{WT} : 管内水熱容量

(4) 実験結果と検討 蒸発器に関する結果を示す。図5(a)は流量(総流量 90 m³/h, 管内流速 1.62 m/s)を一定に保って入口温度を変動させたときの各部の温度変化を表している。実線で表した入口温度 T_i , 出口温度 T_0 , プール作動流体温度 T_{FE} , 作動流体飽和蒸気温度 T_E は測定から得られたものであり, 破線で表した平均管内水温 T_m , 平均外壁温度 T_{w0} は過渡的熱収支から計算したものである。このときの熱収支を(b)図に示した。同図中 $Q_0 \sim Q_2$ の意味は既

(a) 各部の温度変化

(b) 過渡的な熱収支

図5 入口温度変動に対する蒸発器の過渡応答
Fig. 5. Transient response of evaporator to inlet water temperature variation.

述のとおりである。 Q_3 は伝熱管外壁から作動流体蒸気に伝えられる熱量で次式により求めた。

$$Q_3 = G_F \{H_{fg}(T_E) - H_{fl}(T_{FC})\} \dots\dots\dots (19)$$

G_F : 作動流体循環量, $H_{fg}(T)$: 温度 T における作動流体蒸気のエンタルピー, $H_{fl}(T)$: 温度 T における作動流体液のエンタルピー, T_{FC} : 蒸発器入口における作動流体液温

Q_2 は Q_3 と蒸発器プール作動流体液温変化に寄与する熱量の和である。図 5 (a) から, 平均管外壁温度と飽和蒸気温度の差は変動中はほぼ一定であることがわかる。また (b) 図からは変動中 Q_3 がほぼ一定であることがわかる。この 2 点から作動流体蒸気に対する管外熱伝達率 β は変動中はほぼ一定とみなせることがわかる。

$$\beta = Q_3 / S_0 (T_{w0} - T_E) \dots\dots\dots (20)$$

S_0 : 伝熱管外壁面積

図 5 のケースでは $\beta = 14 \text{ kW/}^\circ\text{Cm}^2$ である。また

$$\gamma = (Q_2 - Q_3) / S_0 (\Delta T_{w0} - \Delta T_{FE}) \dots\dots\dots (21)$$

ΔT_{w0} , ΔT_{FE} : T_{w0} , T_{FE} の変動量

とにおいて, 入口温度の変動幅を変えた幾つかの実験の結果について γ を求めてみると, ほぼ一定値 $12 \text{ kW/}^\circ\text{Cm}^2$ をとることがわかった。 $Q_2 - Q_3$ はプール作動流体液温の変化に寄与する熱量であり, γ は液温変化に関する管外熱伝達率である。一方, 管壁の熱容量はプール作動流体の熱容量に比べて十分小さく, 壁温変化は熱収支にはあまり影響しない。それで図 5 (b) の Q_1 と Q_2 にはほとんど差がない。

次に, 流速が変化するときの水側熱伝達率について検討を行った。過渡的熱収支から求めた Q_0 と Q_1 を用いると, 平均管内水温 T_m が (18) 式を使って計算される。一方, 管外壁温度と飽和蒸気温度の差が一定であるという入口の温度変動実験から得られた結果が流速変動時にも当てはまるとすると, 管外壁温度を次式から求めることができる。

$$T_{w0} = T_E + (T_{w0} - T_E)_{\text{初期状態}} \dots\dots\dots (22)$$

この T_{w0} と Q_1 を既知量として (5) 式を解くと管内壁温度 T_{wi} と Q_2 を定めることができる。以上の値を用いると水側熱伝達率 α_H は次式で計算される。

$$\alpha_H = Q_1 / S_i (T_m - T_{wi}) \dots\dots\dots (23)$$

S_i : 伝熱管内面積

入口温度 ($T_i = 28.3^\circ\text{C}$) を一定に保って流量を変動させた実験から得られた α_H の変化と, そのときの管内流速 u の変化を図 6 に示す。比較のために同図には (6) 式と u の瞬時値から求められる準定常的な水側熱伝達率 α_{HCOL} を破線で示した。同図から α_{HCOL} が

実験から得られた水側熱伝達率の推定値を, (9) 式を用いた準定常値と比較した。準定常値が良い近似になっていることがわかる。

図 6 流速が変化するときの水側熱伝達率の変化
Fig. 6. Water-side heat transfer coefficient variation due to changing water flow rate.

α_H の良い近似になっていることがわかる。

(5) 熱伝達率についてのまとめ

(a) 作動流体側熱伝達率 管外壁から作動流体側に伝えられる熱量 Q_2 は, 作動流体蒸気に伝えられる熱量 Q_3 とプール作動流体液温変化に寄与する熱量 Q_2' の和である。 Q_3 と Q_2' は

$$\left. \begin{aligned} Q_3 &= S_0 \beta (T_{w0} - T_E) \\ Q_2' &= S_0 \gamma (\Delta T_{w0} - \Delta T_{FE}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (24)$$

と表され, β と γ は定数とみなすことができる。

(b) 水側熱伝達率 (6) 式で与えられる。流速が変化する場合にも (6) 式と流速の瞬時値から求めた準定常的な値を用いる。

(2.5) 熱交換器の動特性方程式

(1) 前提

- ① 熱交換器は分布定数系として扱う。
- ② 伝熱管ごとの違いは考慮せず単管性能で代表させる。
- ③ 伝熱管における熱の流れは軸に垂直な方向だけに起こる。
- ④ 熱伝達率の扱いは (2.4) 節 (5) 項に述べたとおり。
- ⑤ 液相と気相の作動流体循環量は等しい。

OTEC III シミュレータには, 凝縮器内の液たまり液面高さを一定に保つような制御が施されているため ⑤ がほぼ成立つ。

(2) 蒸発器 蒸発器の方程式を表 2 に示す。表中, (A) 式の第 1 項は伝熱管に流入する熱, 第 2 項は管内水から管内壁に伝わる熱, 第 3 項は管内水温の変

表 2 蒸発器の過渡モデル
Table 2. Transient evaporator model.

(A)	$\rho_H C_{PH} \pi r_E^2 u_H \frac{\partial T_H}{\partial x} + S_{IE} \alpha_H (T_H - T_{WIE}) + \pi r_E^2 \rho_H C_{PH} \frac{\partial T_H}{\partial t} = 0$
(B)	$S_{IE} \alpha_H (T_H - T_{WIE}) = \frac{1}{R_{WE}} (T_{WIE} - T_{W0E}) + \frac{C_{WE}}{3} \frac{\partial T_{WIE}}{\partial t} + \frac{C_{WE}}{6} \frac{\partial T_{W0E}}{\partial t}$
(C)	$\frac{1}{R_{WE}} (T_{WIE} - T_{W0E}) - \frac{C_{WE}}{6} \frac{\partial T_{WIE}}{\partial t} - \frac{C_{WE}}{3} \frac{\partial T_{W0E}}{\partial t} = S_{0E} \beta_H (T_{W0E} - T_E) + \frac{C_F}{N_E} \frac{dT_{FE}}{dt}$
(D)	$\frac{N_E S_{0E} \beta_H (T_{W0E} - T_E)}{N_E} = \{H_g(T_E) - H_l(T_{FC})\} G_F$
(E)	$\frac{C_F}{N_E} \frac{dT_{FE}}{dt} = N_E S_{0E} \gamma_H (T_{W0E} - T_{FE}) - Q_B$
記号 寸法	r_E : 伝熱管内半径, S_{IE} : 伝熱管内面積, S_{0E} : 伝熱管外面積
伝熱性能	α_H : 温水側熱伝達率, u_H と共に準静的に変化する。 β_H : 作動流体蒸気側熱伝達率 γ_H : 作動流体液側熱伝達率 R_{WE} : 伝熱管壁熱抵抗
熱容量	C_{WE} : 伝熱管熱容量, C_F : プール作動流体熱容量
温度	T_H : 温水温度, T_{WIE} : 伝熱管内壁温 T_{W0E} : 伝熱管外壁温, T_{W0E}^* : 伝熱管平均外壁温 T_E : 飽和蒸気温度, T_{FE} : プール作動流体液温 T_{FC} : 作動流体蒸発器入口温度
流速	u_H : 温水伝熱管内流速
エンタルピー, 他	$H_g(T)$: 温度 T における作動流体蒸気のエンタルピー $H_l(T)$: 温度 T における作動流体液のエンタルピー $Q_B = \gamma_H (T_{W0E} - T_{FE})$ (基準状態における値) G_F : 作動流体循環量 N_E : 伝熱管数 ρ_H : 温水密度, C_{PH} : 温水比熱
座標	x : 伝熱管入口から出口に向う座標, t : 時間

化に寄与する熱を表し、全体として管内水の熱収支を表している。(B)式は管内水と管内壁の間、(C)式は管外壁と作動流体の間の熱のやりとりを表しており、各々(5)式に基づいている。(D)式は作動流体側でみた熱の授受を表している。(E)式はプール作動流体液温変化に関する式である。(E)式中の Q_B は基準状態におけるプール作動流体液への伝熱量を表す。ステップ状変動の場合は基準状態として変動印加前の状態をとる。

(3) 凝縮器 凝縮器の方程式を表3に示す。同表中、(A)～(D)式の意味は蒸発器の場合とほとんど同じなので異なる点についてだけ述べる。(C)式において作動流体液膜の熱容量を省略した。凝縮液膜の熱容量の大きさを見積ったところ管壁の熱容量に比べて十分小さかったからである。(D)式の最後の項を付け加えたのは次の理由による。凝縮器内部を満たしている作動流体蒸気の量は圧力と共に変化する。変化した分は伝熱管上に凝縮し潜熱を放出する。凝縮器においては、タービンからの排熱と上記の熱の和が処理熱量となる。(D)式の最後の項は蒸気つまり内蒸気の凝縮による熱放出を模擬している。

表 3 凝縮器の過渡モデル
Table 3. Transient condenser model.

(A)	$\rho_L C_{PL} \pi r_C^2 u_L \frac{\partial T_L}{\partial x} + S_{IC} \alpha_L (T_L - T_{WIC}) + \pi r_C^2 \rho_L C_{PL} \frac{\partial T_L}{\partial t} = 0$
(B)	$S_{IC} \alpha_L (T_L - T_{WIC}) = \frac{1}{R_{WC}} (T_{WIC} - T_{W0C}) + \frac{C_{WC}}{3} \frac{\partial T_{WIC}}{\partial t} + \frac{C_{WC}}{6} \frac{\partial T_{W0C}}{\partial t}$
(C)	$S_{0C} \beta_L (T_{W0C} - T_C) = \frac{1}{R_{WC}} (T_{WIC} - T_{W0C}) - \frac{C_{WC}}{6} \frac{\partial T_{WIC}}{\partial t} - \frac{C_{WC}}{3} \frac{\partial T_{W0C}}{\partial t}$
(D)	$N_C S_{0C} \beta_L (T_C - T_{W0C}^*) = \{H_g(T_S) - H_l(T_{FC})\} G_F + \xi_C \frac{dT_C}{dt}$
記号 寸法	r_C : 伝熱管内半径, S_{IC} : 伝熱管内面積, S_{0C} : 伝熱管外面積
伝熱性能	α_L : 冷水側熱伝達率, u_L と共に準静的に変化する。 β_L : 作動流体側熱伝達率 ξ_C : 凝縮器蒸気つまり蒸気凝縮係数 R_{WC} : 伝熱管壁熱抵抗
熱容量	C_{WC} : 伝熱管熱容量
温度	T_L : 冷水温度, T_{WIC} : 伝熱管内壁温 T_{W0C} : 伝熱管外壁温, T_{W0C}^* : 伝熱管平均外壁温 T_C : 飽和蒸気温度, T_S : タービン出口蒸気温度 T_{FC} : 凝縮液温 (蒸発器入口の作動流体液温に等しい)
流速	u_L : 冷水伝熱管内流速
エンタルピー, 他	$H_g(T)$: 温度 T における作動流体蒸気のエンタルピー $H_l(T)$: 温度 T における作動流体液のエンタルピー G_F : 作動流体循環量 N_C : 伝熱管数 ρ_L : 冷水密度, C_{PL} : 冷水比熱
座標	x : 伝熱管入口から出口に向う座標, t : 時間

3. タービン・発電機の動特性

〈3.1〉 運動方程式とモデル化のための仮定

タービン・発電機の回転運動の方程式は

$$I d\omega/dt = TQ_m - TQ_e \quad (25)$$

I : 軸慣性モーメント, ω : 軸の角速度, TQ_m :

タービン軸駆動トルク, TQ_e : 発電機負荷トルク

TQ_m はタービン軸出力 P_m を ω で割ったものに等しい。タービン出入口における作動流体蒸気の熱落差を Δi_T , 作動流体循環量を G_F とすると, P_m は

$$P_m = A G_F \Delta i_T \quad (26)$$

A : 熱の仕事当量

定常の場合、タービン入口における蒸気圧と温度、タービン出口の蒸気圧およびタービン回転数を与えれば Δi_T が定まる。また G_F も次式で計算される。

$$G_F = \varphi_N A_N \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1} \rho_i p_i \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (27)$$

φ_N : ノズル損失係数, A_N : ノズル面積, κ :

比熱比, ρ_i : タービン入口の蒸気密度, p_i ,

p_0 : 入口および出口圧, g : 重力加速度

同様に負荷トルク TQ_e と電気出力 P_e の間には次の関係がある。

$$TQ_e = P_e / \eta_g \omega \dots\dots\dots (28)$$

η_g : 発電機効率

発電機は自励式なので定常時の出力は ω と負荷抵抗値の大きさだけで決まる。

熱交換器の入力変換に伴う圧力変動や負荷変動がある場合を扱うために次の仮定をおく。

- ① 変動の場合にも TQ_m , TQ_e は定常の場合と同じ式を用いて準定常的に計算される。
- ② 変動の場合にも G_f は(26)式を用いて準定常的に計算される。
- ③ 運動方程式は(25)式である。

仮定①～③に対する一つの検証として負荷変動実験を行った。

〈3・2〉 負荷変動実験

(1) 実験方法 熱交換器の入力は一定に保っておく。負荷抵抗の大きさをステップ状に変えて発電機端子電圧の変化を調べる。電圧はトランスデューサで測定した。

(2) 結果と検討 温水入口温度 28.3℃, 温水流量 90 m³/h, 冷水入口温度 6.3℃, 冷水流量 90 m³/h, 負荷抵抗値の変動率+16% の場合についてモデル計算値と測定値を比べた結果を図7に示す。計算値は測定値を良く再現しており、この場合の仮定①～③の妥当性を示している。

タービン軸駆動トルクと負荷トルクに関する準定常な仮定を用いたモデルと実測値を比較した。

図7 負荷抵抗をステップ状に切り換えたときの発電機端子電圧の変化

Fig. 7. Generator output voltage variation due to a step-wise load change.

4. 全体システムの動特性

〈4・1〉 動特性モデル これまで検討してきた要素機器の動特性の式を連立させれば、全体の動特性モデルになる。ただし、〈2・5〉節(1)項でも述べたとおり作動流体の蒸気側と液側の循環量は常に等しいとする。数値計算にあたって表2、表3中の偏微分方程式はルジャンドル関数を用いたガレルキン法によって常微分方程式に変換された⁽⁸⁾。モデルを検証するためにシミュレータ全体の動特性実験を行った。

〈4・2〉 モデルの検証 本実験では装置の都合上ステップ状のほうが大きく速い変動を作りやすいためステップ状の流量変動に対しモデルを検証した。実海洋場では周期的な変動が予想されるから、どのようなステップ状変動を用いればよいかは一つの問題であるが、次のように考えることができる。ある時点より前ではゼロ、それ以後は周期 $4T_0$, 振幅 a の3角波という変動は図8に示すとおり変動幅 a , 変動時間 T_0 のステップ状変動の重ね合せとみることができる。系が線形ならば応答に関して重ね合せ原理が成り立つ。非線形な系でも一定範囲の変動に対しては線形近似することができるから、後者のステップ状変動は前者の繰返し変動に対応すると考えてよいであろう。実海洋場では周期 10 s 程度の流量変動が想定されるから、 $T_0=3$ s 程度のステップ状変動に対してモデルを検証すればよい。実験では温水および冷水の入口温度と負荷抵抗は一定に保ち、温水流量と冷水流量に個別にステップ状変動を与えて、熱交換器内蒸気圧や発電機端子電圧の変動をみた。温水入口温度 28.3℃, 冷水入口温度 6.5℃, 温水流量 91 m³/h, 冷水流量 90 m³/h の状態から温水流量を変動させたときの発電機端子電

図8 ステップ状変動と繰返し変動の対応

Fig. 8. Correspondence of a step-wise change and a repetitive change.

(a) 温水流量変動

(b) 冷水流量変動

発電機端子電圧と熱交換器内ガス圧について動特性モデルによる計算値と実測値を比較した。

図 9 流量変動に対する応答に関する実験結果とシミュレーション結果の比較

Fig. 9. Comparison of experimental and simulation results of transient response to water flow rate change.

圧と蒸発器蒸気圧の変化を図9(a)に示す。また、同じ基準状態から冷水流量を変動させたときの発電機端子電圧と凝縮器蒸気圧の変化を同図(b)に示す。流量の変動時間 T_0 は 3~4s である。実線で表されているモデル計算値と○印で表されている測定値は良く一致しており、モデルの妥当性が検証された。なお、モデルに必要な作動流体側熱伝達率などの値は基準状態の測定値から求めたものを用いた。

5. 終りに

海洋温度差発電システムの動特性モデルに関して OTEC III シミュレータを用いた実験的検討を行った結果、海洋場で想定される程度の流量変動に対するシステムの動特性について次のことが明らかになった。

(1) 入力変動時の熱交換器の水側熱伝達率の変化は準定常的に扱うことができる。

(2) 入力変動時の作動流体側熱伝達率は基準状態における値に等しく変動中一定とみなせる。

(3) タービンの軸駆動トルク、発電機の負荷トルクも準定常的に扱うことができる。

要素機器の動特性に基づいて作成した全体システムの動特性モデルを、シミュレータの動特性実験によって検証し実海域で予想される程度の流量変動に対してモデルが有効であることが示された。

最後に、本研究に対し支援と理解をいただいた当所小山健一エネルギー部長ならびに杉浦 賢次長に謝意を表します。本研究は、サンシャイン計画総合研究の中で行われたものである。

(昭和 61 年 5 月 22 日受付, 同 61 年 9 月 22 日再受付)

文 献

- (1) 高沢, 他: 「海洋温度差発電システムの特性について (7)」, 昭 57 電気学会全大, No. 1082
- (2) R.R. Rothfus & C.P. Neuman: "The OTEC Program at Carnegie-Mellon University Heat Transfer Research and Power Cycle Transient Modeling", 4th OTEC Conference New Orleans (1977)
- (3) W.L. Owens: "OTEC Plant Response and Control Analysis", ASME J. of Solar Energy, 104, 208 (1982)
- (4) 高沢・村田・西山・梶川: 「海洋温度差発電シミュレータ」, 電気学会新・省エネルギー研資, ESC-84-13 (1984)
- (5) 喜多・林・広瀬: 「円管内脈動層流の熱伝達」, 機学論 B, 47, 1080 (昭 56)
- (6) 機械学会: 伝熱工学資料 (改訂第 2 版)
- (7) T. Kajikawa, et al.: "Heat Transfer Performance of Metal Fiber Sintered Surfaces", Heat Transfer Engineering, 4, 57 (1983)
- (8) 嘉納: 「重みつき残差法による分布系熱交換器の近似」, 計測自動制御学会論文集, 12, 632 (昭 51)