適温適量水循環式瞬時供給システムの構成と性能評価法[†]

中 村 政 俊*・萬 谷 清 高*

池 上 康 之*・上 原 春 男*

Consistution and Performance Evaluation for Appropriate Temperature Flow-Rate Water Supply System with Closed Cycle

Masatoshi NAKAMURA*, Kiyotaka MANTANI*,
Yasuyuki Ikegami* and Haruo Uehara*

Ocean thermal energy conversion (OTEC) is a method of power generation which harnesses the difference of temperature between warm sea water at ocean surface and abyssal cold sea water. Recent studies on OTEC plants are being carried out through a pilot plant which substitutes a heating and cooling source system for a part of warm and cold sea water. However, the efficiency of the conventional water supply system such as one tank system is not good enough to use as a OTEC pilot plant, because it takes much time to supply the appropriate water. Further it is impossible to make the desired water temperature and flow-rate at a constant level during the experiment. In this paper, a new temperature flow-rate water supply system with closed cycle is proposed for solving the existing problems. Proposed system is rather convenient to use as an OTEC pilot plant due to two main advantages. First is the ability of quickly supplying the objective water with an appropriate temperature and flow-rate. And the other is the possibility of conducting an experiment for a long time by adopting the closed cycle water supply system. In order to construct the procedure for improving the controllability of this system theoretically, controllable range of the pumps was also investigated and evaluated.

Key Words: ocean thermal energy conversion (OTEC), appropriate temperature flow-rate water supply system with closed cycle, performance evaluation

1. ま え が き

海洋温度差発電 (OTEC, Ocean Thermal Energy Conversion) とは、海洋の表層部の温海水と深層部の冷海水の温度差による熱エネルギーを利用して、電気エネルギーを取り出す発電システムである¹⁾。OTEC はクリーンでエネルギーが多く、永久的に使用が可能であり、しかも多くの副産物を得ることができるなどのメリットを有する。しかし供給できる電力の安定性の問題や設置地域の問題、経済性、安全性の問題などまだ多くの課題を抱えており、現在わが国をはじめ、アメリカ、フランスなどで主に実験プラントを用いた研究が進められている。

OTEC の実験プラントの多くは海洋部分を熱源装置で代用している。熱源装置の導入により実験プラントを小型にすることができ、また海洋の温度変化をシミュレートした実験

を行うことができる。そのためには、OTEC の熱源装置は安定した熱量を瞬時に OTEC の主要部である熱交換器に供給しなければならない。しかしこのような給熱システムの開発は、給水、給湯システムの開発^{2) 3)}などに比べて少ないのが現状である。

本研究では新しい熱源システムとして適温適量水循環式瞬時供給システムの提案を行い、システムの動作性能が、OTEC プラントの要求に合うように改良するための理論的手順を検討する。適温適量水循環式瞬時供給システムには二つの特徴がある。一つは、従来の一槽型熱源システムとは異なり高温槽、低温槽の二槽で構成されているため、各槽からの温水の流量の調節により、混合温水の流量と水温を目標値に瞬時に追従させることができることである。もう一つは、水路が循環式になっているため長時間の作動が可能となることである。また、システムの性能評価には、いくつかの手法^{4) 5) 6)}があるが、本研究では実システムの計測および数式モデルからシステムの特性解析を行い、それをもとにシステムの動作範囲と制御精度の理論的な評価を行う。この方法はシステムの性能を決定づける要因を陽に捉えることができるため、装置の改良を行う際の手順を理論的に示唆することができる。

[†] 第 14 回計測自動制御学会九州支部学術講演会で発表 (1995・11)

* 佐賀大学理工学部 佐賀市本庄町 1

* Faculty of Science and Engineering, Saga University, Saga
(Received August 30, 1996)
(Revised October 27, 1997)

Fig. 1 Diagram of a closed cycle OTEC plant

2. 適温適量水循環式瞬時供給システム

2.1 OTEC 実験用設備における熱源装置

クローズド・サイクル方式を用いた OTEC の原理の概略は Fig.1 のとおりである。低温で沸騰する作動流体は、蒸発器において温海水により加熱され蒸気となる。この蒸気はタービンを回転させ、タービンと連結された発電機によって発電が行われる。タービンを回した作動流体の蒸気は、凝縮器において冷海水で液化され、作動流体循環ポンプで再び蒸発器に送られる。

このように OTEC システムは海水の温度差を利用して発電を行うが、温海水と冷海水の温度分布を測定してみると、熱帯および亜熱帯地域では表層部では 20°C ~ 30°C で、表面から約 700[m] 以下の深層部では 2°C ~ 7°C である。この 20°C ~ 30°C の温水と 2°C ~ 7°C の冷水をつくり出し、発電システムに適温適量供給することが OTEC プラント用熱源装置の役目である。また実験を円滑に進めるためには熱源装置の給熱が瞬時に長時間行われる必要がある。これまでの熱源装置は、水槽内の温水をボイラや冷凍機によって温度制御する方式であった⁷⁾⁸⁾ため、設定温度までのむだ時間や遅れが大きく、OTEC の実験を円滑に行うことができなかった。本論文では OTEC 実験プラントの要求を満たす新しい熱源システムとして適温適量水循環式瞬時供給システムを提案する。

2.2 適温適量水供給システムの構成

適温適量水循環式瞬時供給システムは、2つの異なる温度の水を混合して、所望の温度の水を適量瞬時にしかも長時間供給するためのシステムである。Fig.2は、システムの概略である。高温槽、低温槽内の温水は、それぞれの水槽出口に取り付けられたポンプにより管結合部へと送られる。高温水、低温水は管結合部で混合され、その混合温水は海洋温度差発電設備の主要機器である蒸発器へと送られる。蒸発器から出た水は再び低温槽内に戻る。低温槽の水は水槽の上部で結合管を通して高温槽側に送られる。なお高温槽はオン・オフ温度調整されるボイラと結合されており、水槽内の温度は脈動

Fig. 2 Diagram of an appropriate temperature flow-rate water supply system with closed cycle

しながら高温状態に保たれている。

本システムは水槽出口のポンプを駆動装置として高温水および低温水の流量を調節するため、混合温水の流量と水温を共に可変の目標値に瞬時に正確に追従させることができる。また蒸発器を通った後の排水は低温槽に戻り再利用されるため、外部から大量に水を供給することなしに長時間作動させることが可能である。このように適温適量水循環式瞬時供給システムは OTEC の実験設備用の熱源装置として優れた構造をもっており、また新しい給熱システムとしていろいろな用途への適応が期待できる。

3. 適温適量水供給システムの特性解析

3.1 適温適量水温流量の解析

本節では適温適量水循環式瞬時供給システムの水温と流量の特性を物理的法則に基づき数式解析する。Fig.2において、高温槽と低温槽の底面積をそれぞれ $S_H, S_L[\text{m}^2]$ 、水位を $H_H, H_L[\text{m}]$ とし、流れ出る水の流量をそれぞれ $W_H, W_L[\text{t/h}]$ 、水温を $T_H, T_L[^{\circ}\text{C}]$ とする。また、蒸発器入り口における混合温水の流量を $W_M[\text{t/h}]$ 、水温 $T_M[^{\circ}\text{C}]$ とし、蒸発器出口における温度を $T_O[^{\circ}\text{C}]$ とする。さらに、低温槽から高温槽への循環水の流量を $W_S[\text{t/h}]$ とし、ボイラの熱量を $Q_B[\text{kcal/h}]$ とする。水の比熱は、温度によらず一定とし、水の密度は、温度によらず $1[\text{t/m}^3]$ とすると、各水槽内の熱量の関係より

$$\dot{T}_H = \frac{W_S(T_L - T_H)}{S_H H_H} + \frac{Q_B}{S_H C_P H_H} \quad (1)$$

$$\dot{T}_L = \frac{(W_H + W_L)(T_O - T_L)}{S_L H_L} \quad (2)$$

がなりたつ。また、管結合部の出入り口における流量、熱量の関係より

$$W_M = W_H + W_L \quad (3)$$

$$T_M = \frac{W_H T_H + W_L T_L}{W_H + W_L} \quad (4)$$

がなりたつ。ただし $C_P[\text{kcal/t}\cdot\text{K}]$ は水の比熱を示す。

混合温水の流量 W_M および温度 T_M を目標値 $W_M^*[\text{t/h}]$,

Fig. 3 Steady state characteristics of pumps

T_M^* [°C] に追従させるように高、低温水の流量を調節する。(3), (4) 式を連立させて解くことによって, 高、低温水の目標流量 W_H^* , W_L^* [t/h] は

$$W_H^* = \frac{T_L - T_M^*}{T_L - T_H} W_M^* \quad (5)$$

$$W_L^* = \frac{T_H - T_M^*}{T_H - T_L} W_M^* \quad (6)$$

と決定することができる。

3.2 駆動ポンプの干渉特性の解析

Fig.2に示すように, 高温槽と低温槽の出口に備えてあるインバータ式ポンプが本システムの駆動装置であり高温水, 低温水をシステム内に送り出すが, 本システムは高温水と低温水とが混ざり合う際に管結合部で温水の流れに干渉が生じる。Fig.3は駆動ポンプの入力周波数と応答流量の定常特性の測定結果を示している。ここで高、低温側ポンプの入力周波数をそれぞれ f_H , f_L [Hz] とし, そのときの応答流量の定常値を W_H^* , W_L^* [t/h] とする。また高温水, 低温水のどちらか一方の流れが止まったとき, 測定は中止とする。この結果より管結合部内の高温水と低温水の流量のバランスが崩れると, ポンプの出力の強い方に温水の流れが偏り, 出力の差が大きくなるとやがて弱い方の流れが止まってしまうことがわかる。このように駆動ポンプの定常特性には強い非線形特性があることがわかる。

また過渡特性については, 入力に対してその出力が線形一次遅れで現れることが測定により確認された。

系の特性が強い非線形ダイナミクスを有する場合は, その特性を非線形スタティクスと線形ダイナミクスとに分離して解析することにより, その後の制御を容易に行うことができる⁹⁾。そこで駆動ポンプの非線形干渉特性を非線形定常特性と線形過渡特性とにわけて特性解析を行う。なお, 制御方法およびその実験結果に関しては別の研究結果とし, ここでは省略する。

3.2.1 非線形定常特性

駆動ポンプの干渉特性が強い非線形性を有しているため, 測定データの領域を分割し分割領域ごとに線形補間を行う解析方法を用いる。Fig.4は, Fig.3を書き直したもので, Fig.4-

(a) に高、低温側駆動ポンプそれぞれの入力周波数を示し, Fig.4-(b) にその応答となる流量の定常値を示す。Fig.4-(a) の横軸 f_X [Hz] は, 高温側ポンプの入力周波数 f_H を示し, 縦軸 f_Y [Hz] は, 低温側ポンプと高温側ポンプの入力周波数の差 $f_L - f_H$ を示す。また, Fig.4-(b) の横軸 W_X [t/h] は, 高温側ポンプの応答流量の定常値 W_H^* を示し, 縦軸 W_Y [t/h] は低温側ポンプの応答流量の定常値 W_L^* を示す。たとえば Fig.4-(a) においてポンプの測定周波数が点0であった場合, 高温側ポンプの入力周波数は10.0[Hz]で, 低温側ポンプの入力周波数は9.0[Hz]であり, 定常状態の応答流量は Fig.4-(b) の点0に示され, 高温水流量7.0[t/h]で低温水流量1.6[t/h]である。このように Fig.4-(a) と Fig.4-(b) の同番号の点がポンプの入出力関係を表している。

Fig.4の測定データより, 任意の入力周波数 f_H , f_L で高、低温側ポンプを作動させたときの応答流量の定常値 W_H^* , W_L^* を求めることを考える。Fig.4-(a) において, 任意の入力点 $f(f_X, f_Y)$ (ただし, $f_X = f_H$, $f_Y = f_L - f_H$) を囲む測定点 $f_A(f_{AX}, f_{AY})$, f_B , f_C , f_D に着目し, それらを頂点とする長方形の四辺と点 f との内分比 m , n は Fig.5-(a) より

$$m = (f_X - f_{AX})/5 \quad (7)$$

$$n = f_Y - f_{AY} \quad (8)$$

となる。次に Fig.4-(b) に示すような, f_A , f_B , f_C , f_D に対応する流量 $W_A(W_{AX}, W_{AY})$, W_B , W_C , W_D を頂点とする四角形の四辺を (7), (8) 式で求めた内分比によって分け, Fig.5-(b) に示すように内分点をそれぞれ W_P , W_Q , W_R , W_S とすると X 成分について

$$\begin{pmatrix} W_{PX} \\ W_{QX} \\ W_{RX} \\ W_{SX} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1-m & m & 0 & 0 \\ 0 & 1-n & n & 0 \\ 0 & 0 & m & 1-m \\ 1-n & 0 & 0 & n \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} W_{AX} \\ W_{BX} \\ W_{CX} \\ W_{DX} \end{pmatrix} \quad (9)$$

と表すことができる。なお Y 成分についても同様に表すことができる。内分点 W_P , W_R のなす直線と内分点 W_Q , W_S のなす直線との交点により, 流量 $W(W_X, W_Y)$ は, $i = (W_{PY} - W_{RY})/(W_{PX} - W_{RX})$, $j = W_{PY} - (W_{PY} - W_{RY})/(W_{PX} - W_{RX})W_{PX}$, $k = (W_{QY} - W_{SY})/(W_{QX} - W_{SX})$, $l = W_{QY} - (W_{QY} - W_{SY})/(W_{QX} - W_{SX})W_{QX}$ とすると,

$$W_X = \frac{l-j}{i-k} \quad (10)$$

$$W_Y = \frac{l-j}{i-k} i + j \quad (11)$$

と決定できる。よって $W_H^* = W_X$, $W_L^* = W_Y$ より, 任意の周波数 f_H , f_L を入力したときの駆動ポンプの流量の定常値 W_H^* , W_L^* を求めることができる。

Fig. 4 Analysis concerning about the nonlinear steady state characteristics of pumps

Fig. 5 The method for linear interpolation

なお、今回非線形定常特性を区分的に線形近似するための分割領域の各辺の長さは、定常特性の測定点の間隔により決めたが、さらに近似精度を向上させるためには、測定間隔を細かくして AIC(Akaike 情報量基準)¹⁰⁾で 1 次近似が最も良いとなるように各辺の長さを決めるなどの工夫を行えばよい。

3.2.2 線形過渡特性

線形、非線形特性の分離により、駆動ポンプの線形過渡特性の入力は非線形定常特性の出力 W_H^o , W_L^o と捉えることができる。

$$G(s) = \frac{1}{1+Ts} \quad (12)$$

とすると、高、低温水流量 $W_H(s)$, $W_L(s)$ はそれぞれ $W_H(s) = G(s)W_H^o(s)$, $W_L(s) = G(s)W_L^o(s)$ と表すことができる。ただし T は、ポンプの動作安定にかかる時定数を示す。

4. 適温適量水供給システムの動作と精度の限界

4.1 適温適量水供給システムの動作と精度の限界

OTEC の実験では、温水の温度と流量が変化したとき熱交換量がどのようになるかを調べるのが大きな目的の 1 つである。熱交換量の過渡および定常特性を調べるために適温適量水供給システムは、指定した温度と流量の温水を定常状態が達成されるまでの長時間供給する必要がある。しかし、ボイラの熱源容量の制約、ポンプの動力の制約、水槽の容量の制約で定常的に供給できる温水の温度と流量には限界があり、本節ではそれを解析的に明らかにする。

駆動装置である高、低温槽出口ポンプの定常特性および混

合温水の水温流量の物理式により、本システムが定常状態において供給することのできる混合温水の流量および水温の範囲を導出することができる。(3), (4) 式より、定常状態における混合温水の流量 $\phi(W_H^o, W_L^o)$, 水温 $\eta(W_H^o, W_L^o)$ は、

$$\phi(W_H^o, W_L^o) = W_H^o + W_L^o \quad (13)$$

$$\eta(W_H^o, W_L^o) = \frac{T_H^o W_H^o + T_L^o W_L^o}{\phi(W_H^o, W_L^o)} \quad (14)$$

である。ただし W_H^o , W_L^o はそれぞれ定常状態における高、低温水の流量で、 T_H^o , T_L^o はそれぞれ定常状態における高、低温水の水温を示す。ここで、 T_H^o は、ボイラの熱源容量により決定され、 T_L^o は、蒸発器内の熱交換量により決定される。今、熱交換量が Q_E [kcal/h] で一定であるとする、 T_L^o は

$$T_L^o = \eta(W_H^o, W_L^o) - \frac{Q_E}{C_P \phi(W_H^o, W_L^o)} \quad (15)$$

と定まる。よって、(15) 式を (14) 式に代入して、 $\eta(W_H^o, W_L^o)$ は

$$\eta(W_H^o, W_L^o) = T_H^o - \frac{Q_E W_L^o}{C_P W_H^o \phi(W_H^o, W_L^o)} \quad (16)$$

と表すことができる。

また、蒸発器内で、温水と作動流体との温度が等しくなったとき、両物体は熱平衡に達する。そのため、熱の移動の不可逆性により、 T_L^o は

$$T_L^o \geq \frac{C_{PF} W_F T_F + C_P \phi(W_H^o, W_L^o) \eta(W_H^o, W_L^o)}{C_{PF} W_F + C_P \phi(W_H^o, W_L^o)} \quad (17)$$

でなくてはならない。ここで、 W_F , T_F , C_{PF} はそれぞれ熱交換を行う作動流体の流量、水温、比熱を示し、 C_{PF} は状態

の変化にかかわらず常に一定とする。

よって, (14) 式, (17) 式により $\eta(W_H^o, W_L^o)$ の下限値 $\eta^l(W_H^o, W_L^o)$ は, $\alpha_1 = C_P T_H^o, \alpha_2 = C_{PF} W_F T_H^o, \alpha_3 = C_{PF} W_F T_F, \alpha_4 = C_P, \alpha_5 = C_{PF} W_F, \alpha_6 = C_{PF} W_F$ とすると

$$\eta^l(W_H^o, W_L^o) = \frac{\alpha_1 W_H^o \phi(W_H^o, W_L^o) + \alpha_2 W_H^o + \alpha_3 W_L^o}{\alpha_4 W_H^o \phi(W_H^o, W_L^o) + \alpha_5 W_H^o + \alpha_6 W_L^o} \quad (18)$$

と定まる。Fig.4(b) に示す駆動ポンプの非線形定常特性より, 高, 低温水の定常流量 W_H^o, W_L^o の限界値を W_H^B, W_L^B とする。以上より本システムが定常状態において所望の混合温水の流量 W_M, T_M を供給できる範囲は,

$$\min \phi(W_H^B, W_L^B) \leq W_M \leq \max \phi(W_H^B, W_L^B) \quad (19)$$

$$\min \eta(W_H^B, W_L^B) \leq T_M \leq \max \eta(W_H^B, W_L^B) \quad (20)$$

かつ,

$$T_M \geq \eta^l(W_H^B, W_L^B) \quad (21)$$

のように理論的に解析できる。

4.2 適温適量水供給システムの精度の限界解析

システムの制御精度に影響を与える要因として, 駆動ポンプの性能および測定機器である熱電対と流量計の性能があげられる。またデジタル制御は計算機から装置へ送る駆動信号と装置から計算機へ送る検出信号のやりとりによって行われる。そのため, アナログ信号とデジタル信号との変換 (AD 変換および DA 変換) の際に生じる信号誤差 (ノイズおよび量子化誤差) がシステムの制御精度に影響を与えることになる。

4.2.1 駆動信号誤差の影響

駆動装置のポンプ特性および混合温水の水温流量特性より

$$\Delta Y = AB\Delta V_a \quad (22)$$

となり, $A = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ (T_H^o - T_M)/W_M & -Q_E/(W_M^2 C_P) \end{pmatrix}$ は混合温水の水温の特性式 (14) を W_H^o, W_L^o の目標値 W_H^*, W_L^* まわりでテーラー展開し, 流量の特性式 (13) とまとめることによって得られ, $B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}$ は Fig.3 に示すポンプの非線形定常特性を $W_{\min} \leq W_M \leq W_{\max}$ の範囲で最小二乗法により一次近似することによって得られる。また, $\Delta Y = [\Delta W_M \Delta T_M]^T, \Delta V_a = [\Delta V_H \Delta V_L]^T$ で, $\Delta W_M, \Delta T_M$ はそれぞれ混合流量, 水温の目標値誤差, $\Delta V_H, \Delta V_L$ はそれぞれ高, 低温水ポンプの駆動電圧信号誤差を示す。

4.2.2 検出信号誤差の影響

流量計による流量および熱電対による水温の検出特性の分解能により

$$\Delta Y = C\Delta V_d \quad (23)$$

と表すことができる。ここで $C = \begin{pmatrix} c_w & 0 \\ 0 & c_T \end{pmatrix}$, $\Delta V_d = [\Delta V_W \Delta V_T]^T$ で, c_w, c_T はそれぞれ流量, 水温の検出特性

Fig. 6 The computer simulation results

の分解能, $\Delta V_W, \Delta V_T$ はそれぞれ流量, 水温の検出電圧信号誤差を示す。

5. 適温適量水供給システムのシミュレーションによる検証

5.1 適温適量水供給の特性の検証

適温適量水循環式瞬時供給システムが理想的に作動した場合の水温流量特性を検証するために, 制御対象のモデルに (1)~(4) 式を使い, 制御に (5), (6) 式を用いて計算機によるシミュレーションを行った。条件は実際の OTEC 実験用熱源装置にあわせて行い, 高温槽および低温槽の底面積は等しく $S_H = S_L = 1.44 [\text{m}^2]$, 高温水および低温水の初期温度は, $T_H = 40.0 [^\circ\text{C}], T_L = 10.0 [^\circ\text{C}]$ とし, 蒸発器により吸収される熱量は常に一定で $Q_E = 3.00 \times 10^5 [\text{kcal/h}]$, 比熱は $C_P = 1.00 \times 10^3 [\text{kcal/t}\cdot\text{K}]$ とした。またボイラは高温槽内の水温によりオンオフ調整され, $T_H < 35.0 [^\circ\text{C}]$ のとき, 加熱量 $Q_B = 13.5 \times 10^5 [\text{kcal/h}]$ でボイラは作動し, $T_H = 45.0 [^\circ\text{C}]$ になると $Q_B = 0 [\text{kcal/h}]$ とボイラは停止する。目標値は初め $T_M^* = 26.0 [^\circ\text{C}], W_M^* = 60.0 [\text{t/h}]$ とし, 20 分後に $T_M^* = 30.0 [^\circ\text{C}], W_M^* = 80.0 [\text{t/h}]$ に変更する。

Fig.6 に計算機シミュレーションの結果を示す。高温槽の水温 T_H はボイラのオン, オフとともに振動を繰り返し, 低温槽内の水温 T_L は一定値に収束している。それに応じて水槽出口のポンプの流量 W_H, W_L を調節することにより, 混合温水の水温 T_M , 流量 W_M は目標値に瞬時に長時間追従していることがわかる。

5.2 適温適量水供給システム動作の限界の検証

(19)~(21) 式を用いて装置の動作限界の評価を行う。 $T_H^o = 40.0 [^\circ\text{C}], Q_E = 3.00 \times 10^5 [\text{kcal/h}], T_F = 20.0 [^\circ\text{C}], W_F = 140 [\text{t/h}], C_P = 1.00 \times 10^3 [\text{kcal/t}\cdot\text{K}], C_{PF} = 1.15 \times 10^3 [\text{kcal/t}\cdot\text{K}]$ とする。また, W_H^B, W_L^B は Fig.3 の駆動ポンプの非線形定常特性の測定結果を用いる。

Fig.7 に計算結果を示す。横軸に混合流量 W_M , 縦軸に混合水温 T_M をとり, 境界線内が装置の動作可能範囲を示している。本装置が供給できる温水の限界が一目でわかる。

5.3 適温適量水供給システム精度の限界の検証

駆動信号のノイズ e_1 は振幅が $0.1 [\text{V}]$ 程度の白色

Fig. 7 Operating range of the appropriate temperature flow rate water supply system

Fig. 8 Controllable precision of the appropriate temperature flow-rate water supply system (e_1 : Noise of driving element, e_2 : Quantizing error of driving element, e_3 : Noise of detecting element, e_4 : Quantizing error of detecting element)

であることが測定によりわかっている。また、駆動ポンプのダイナミクス特性が一次のバタースワフフィルタの働きをする。よって (22) 式に装置の設定条件, $\Delta V_H = \Delta V_L = \pm 0.1$ [V], $T_H^0 = 40.0$ [°C], $T_M = 26.0$ [°C], $W_M = 60.0$ [t/h], $Q_E = 3.00 \times 10^5$ [kcal/h], $C_P = 1.00 \times 10^3$ [kcal/t·K], $W_{\min} = 40.0$ [t/h], $W_{\max} = 80.0$ [t/h], $b_{11} = 24.2$, $b_{12} = -21.8$, $b_{21} = -22.0$, $b_{22} = 24.7$ を入力し、ポンプのダイナミクスを時定数 40.0 [sec] で計算するとサンプリング周波数 0.5 [Hz] での制御精度誤差は、流量で $\Delta W_M = 4.06 \times 10^{-3}$ [t/h], 水温で $\Delta T_M = 1.16 \times 10^{-2}$ [°C] となる。次に駆動信号の量子化誤差 e_2 の最大値は DA 変換器の分解能により 2.44×10^{-3} [V] である。よって (22) 式に $\Delta V_H = \Delta V_L = 2.44 \times 10^{-3}$ [V] を入力すると制御精度誤差は $\Delta W_M = 1.24 \times 10^{-2}$ [t/h], $\Delta T_M = 1.83 \times 10^{-2}$ [°C] と求められる。検出信号ノイズ e_3 は流量で 0.5 [V], 水温で 0.2 [V] 程度の白色であることがわかっている。よって, (23) 式に装置の設定条件 $c_W = 37.5$, $c_T = 100$, $\Delta V_W = \pm 0.5$ [V], $\Delta V_T = \pm 0.2$ [V] を代入して制御精度誤差は $\Delta W_M = 1.88 \times 10^1$ [t/h], $\Delta T_M = 2.00 \times 10^1$ [°C] と求められる。検出信号の量子化誤差 e_4 は AD 変換器の分解能により 2.44×10^{-3} [V] である。よって (23) 式において $\Delta V_W = \Delta V_T = 2.44 \times 10^{-3}$ [V] を代入して制御精度誤差は $\Delta W_M = 9.15 \times 10^{-2}$ [t/h], $\Delta T_M = 2.44 \times 10^{-1}$ [°C] と求められる。

以上の結果をまとめたものを Fig. 8 に示す。横軸は混合流量、水温の制御誤差を表し、縦軸は誤差の原因を表す。これより、検出信号のノイズ e_3 が本システムの制御精度劣化に最も影響を与えているため、検出特性の改善と検出信号のフィルタ処理により (23) 式中の C と ΔV_d の積を現在の $\frac{1}{100}$ 程度に抑える必要があることがわかる。

5.4 OTEC 実験設備の熱源

OTEC 実験設備の熱源は、温海水の代用となる温水系熱源と、冷海水の代用となる冷水系熱源を独立して設ける。独立にする理由は、外部から供給するエネルギーを必要最小限にするためである。本論文では温水系熱源システムを中心に話をすすめたが、冷水系熱源システムは Fig. 2 においてボイラを冷凍機にして蒸発器を凝縮器に替えることで実現できるため、基本的には温水系熱源システムと等価なものとして考えてよい。つまり本論文中のシステムの特長解析およびシステムの動作と精度の限界に関する考察は、すべて冷水系熱源システムについても適用することができる。

6. あとがき

本論文では、OTEC 実験設備の熱源装置として適温適量水循環式瞬時供給システムを提案し、提案をもとに製作された装置の特性解析を行いシステムの動作と精度の限界について理論的に分析した。論文の要点をまとめると次のようになる。

(1) 本論文で提案した適温適量水循環式瞬時供給システムは従来の一槽式熱源システムと異なり、高温槽、低温槽の二槽からなっており高温水および低温水の流量を調節することで、混合温水の水温流量を目標値に瞬時に追従させることができる。また水路が循環式になっているために、長時間動作させることができる。

(2) 適温適量水循環式瞬時供給システムを OTEC 実験用の熱源装置に用いることにより、OTEC の実験を効率よくしかも長時間継続して行うことができる。

(3) 非線形ダイナミクス特性を有する系を非線形定常特性と線形過渡特性とに分離して解析を行ったため、その後の制御を容易に行うことができる。

(4) 適温適量水瞬時供給システムの動作範囲と制御精度の評価法を示し、本システムの動作性能が要求にあうよう改良するための理論的手順を検討した。

参考文献

- 1) 上原 春男: 海洋温度差発電読本, オーム社 (1982)
- 2) 武藤, 山本: 新給水システム・直結加圧方式の構築, 水道協会雑誌, **61**-693, 27/36 (1992)
- 3) 柴村: 最近の給湯器の機能と性能 (住宅における給湯設備特集), 空気調和・衛生工学, **64**-8, 649/654 (1990)
- 4) 村田, 宮原: 通信トラヒック理論とその応用-1-システムのモデル化と性能評価, 電子情報通信学会誌, **77**-9, 968/975 (1994)
- 5) Jain R: The Art of Computer Systems Performance Analysis, John Wiley & Sons, Inc. (1991)
- 6) Kobayashi H: Modeling and Analysis - An Introduction to System Performance Evaluation Methodology, Addison-

Wesley Publishing Company (1978)

- 7) T.Kajikawa, at : Study on OTEC Power Cycle Characteristics with ETL-OTEC-II Experimental Facility, Proc. 5th OTEC Conf., 164/198 (1978)
- 8) H.Uehara, at: Model of Ocean Thermal Energy Conversion Plant-Shiranui 3, Proc. 5th OTEC Conf., 117/146(1978)
- 9) 中村, 江頭: 火力プラント制御器の自動調整の基本方策, 火力原子力発電, 1020/1028 (1994)
- 10) H.Akaike : A New Look at the Statistical Model Identification, IEEE Trans. on Automatic Control, 19-6, 716/723 (1974)

[著者紹介]

中村 政 俊 (正会員)

1943年8月20日生まれ。73年九州大学大学院工学研究科電気工学専攻博士課程修了。同年同大学助手, 佐賀大学講師, 同助教授, 88年同教授になり現在に至る。工学博士。システム制御の理論と応用の研究に従事。電気学会、電気通信制御学会、システム制御情報学会、日本ロボット学会、日本脳波・筋電図学会、日本ME学会、IEEE学会等の会員。

萬 谷 清 高 (学生会員)

1972年9月6日生まれ。91年福岡県立宗像高等学校卒業。同年佐賀大学理工学部電気工学科入学。95年佐賀大学理工学部電気工学科卒業。同年同大学院工学系研究科電気工学専攻博士前期課程入学。現在に至る。主としてプラント制御の研究に従事。

池 上 康 之 (正会員)

1991年, 九州大学大学院総合理工学研究科博士後期課程修了。同年佐賀大学理工学部講師。93年同大学理工学部附属海洋温度差エネルギー実験施設助教授。現在に至る。熱エネルギーシステムの最適設計および最適制御の研究に従事。日本機械学会の会員(工学博士)。

上 原 春 男 (正会員)

1963年, 山口大学文理学部卒業。同年九州大学助手。同講師を経て, 73年佐賀大学理工学部助教授。85年同教授。現在に至る。発電システムの最適設計および最適制御の研究に従事。日本機械学会の会員(工学博士)。