水温システムの実時間シミュレーション予測値を用いた駆動遅れ補償制御器の設計

中 村 政 俊*・安 部 司*

Controller Design for Compensating Drive Delay of Water Temperature System by Using Prediction of Real Time Simulation

Masatoshi NAKAMURA* and Tsukasa ABE*

This paper describes a controller design for a water temperature system of two tanks, aiming at an accurate control of experiments. Points of discussion consist of the following three items: characterization of detectors and actuators, a control method in the transient period, and a control method in the steady state period. We concentrated mainly on the control method in the steady state period. Oscillation phenomena of the tanked water temperature around a desired value were found to be caused by a drive delay of heaters in the water temperature system. We then proposed a compensation control method for the oscillation. The features of the proposed compensation method are as follows: the compensating control signals were calculated by using a prediction of a real time simulation of the actual system, and errors of a model mismatch were recovered in real time at each step. In an experimental result, the oscillation around a desired value was greatly diminished by using the compensation method. Next, we discussed a control method in the transient period. We showed that switching use of a maximum output control and a pole placement control brought a quick response of the water temperature to a desired value. Finally, we argued that the characteristics of detectors and actuators should be determined under a similar condition of the actual experiment. Those characteristic curves brought an accurate control performance. The results obtained in this study will be used effectively in general problems of fluid temperature control.

Key Words: compensation, controller design, drive delay, temperature control, water temperature system

1. ま え が き

水温システム制御とは、放熱する水槽の水温を目標値に適切に追従させるための加熱調節をいう。水温制御される装置に関してわれわれの身の回りを見渡せば、給湯装置や各種製品製造工程における冷却装置など数多くある。流体を水に限定しなければ、化学プラントにおけるプロセス温度制御なども、制御の立場からすると水温システム制御と同類の対象とみることができる。

流体の温度制御実験に関連した研究は、適応観測器を用いた水温制御¹⁾、拡大システム極配置レギュレータを用いた海洋温度差発電制御²⁾、最適レギュレータを用いた火力発電所のボイラ制御³⁾、適応制御器を用いた化学パイロットプラント温度制御⁴⁾など多岐にわたる。これらの実際の制御において、制御の精度向上を図るには多面的検討が要求されるが、そのなかの一つとしてシステム内に存在するむだ時間は大きな問題となる。システムのむだ時間に関する研究は、伝達関数領域でのむだ時間補償制御法としてスミスの方法^{5), 6)}はよく知られている。一方、状態空間領域におけるむだ時間補償制御法に関しては、オブザーバ予測値を用いた補償制御法⁷⁾や極を指定した半平面内に配置する最適レギュレータを用いた補償制御法⁸⁾などの理論的研究がある。また、一つの操作量に複数個の異なった遅れを含む場合の制御法に関する研究⁹⁾がある。そのほか、むだ時間を含むシステム制御に関する数多くの研究の互いの関連は文献¹⁰⁾に要領よくまとめられている。しかし、これらの理論を用いた制御の実験的検証を伴う検討は、必ずしも十分になされているとは

* 佐賀大学理工学部 佐賀市本庄町 1

* Faculty of Science and Engineering, Saga University, Saga

(Received April 4, 1988)

(Revised July 23, 1988)

いえない。実際に高精度の制御実験を達成するには、補償制御法のみならず、検出特性や駆動特性の把握をも含んだ総合的検討が必要となる。

本研究では、上部と下部二つの水槽内のそれぞれの水温の 2 入力 2 出力制御に関して、高精度の制御実験を目標に掲げて制御器設計に関する検討を行った。主な検討項目は、検出特性と駆動特性の把握法、過渡時における制御法、定常時における制御法の 3 点である。そのなかで最も詳しく検討を行ったのは、定常時における制御に関するもので、水温が目標値に到達後その値のまわりで生じる振動の現象を調べて、その原因が電熱ヒータ加熱における駆動遅れにあることを見出し、実用上簡単ではあるが有用な一つの補償制御法の提案を行った。この補償制御法では、実時間シミュレーションによる状態予測値を計算しつつ補償操作量を求めていて、各段でモデルのミスマッチを補正している。したがって、本方法を用いた制御実験では、補償効果が高く、水温の目標値まわりの振動がほとんど完全に消失した。過渡時における制御に関しては、水温の目標値到達までの速応性を高めるために、駆動最大出力と極配置レギュレータの適切な切替えが有効であることを示した。検出特性と駆動特性の把握に関しては、装置の定常的非線形特性の把握を入出力の実データを用いて行うことが制御精度の向上に寄与することを示した。

2. 水温システムの制御器設計

2.1 水温装置と制御器設計手順

(1) 水温装置の構成

水温システムの制御目的は、放熱する上部水槽と下部水槽内のそれぞれの水温を目標温度に追従させるよう適切な加熱調節を行うことである。水温装置の構成は、Fig. 1 に示すように制御対象である上部水槽と下部水槽および冷却水供給部、検出器であるサーミスタと信号増幅器、駆動装置であるトライアック回路を介した出力調節可能な電熱ヒータからなる。上部水槽と下部水槽の水温はそれぞれ冷却水供給部から流れ込む冷水によって冷却され、上部水槽の温水は下部水槽に流れていて、各水槽の温水の量は常に一定である。水槽の温水の温度は、サーミスタ出力電圧の増幅信号として検出され、制御器に取り込まれる。制御器で操作量として計算された熱量はそれに相当する電圧信号としてトライアック回路に取り込まれ、その信号

Fig. 1 View of thermal experimental equipment: upper and lower water tanks, heaters, and thermometers

によって調節された電熱ヒータが発熱し、水槽の温水が加熱される。なお、水槽内の水温が一樣になるように温水は水中モータで常に攪はんされている。

この水温装置は実験用に製作した小型の装置であるが、放熱のある流体温度の多入力多出力制御における制御上のかかなり普遍的特性を有していて、熱関係のシステム制御の研究を行ううえではこの装置で一応十分であると考えている。

(2) 制御器の設計手順

現代制御理論に基づく制御器は、制御対象の特性を十分に反映したものであることが要求され、その構造は複雑となる。しかし、制御器を Fig. 2 に示すように、水温装置の鏡面对称の位置にある虚像の関係で捉えることにより、制御器は検出復元特性部・制御理論部・駆動復元特性部に分割できて、その構造はかなり明らかになる。この制御器の設計手順はつぎの 5 段階に整理される¹¹⁾。1) 制御目的の明確化、2) 制御対象の数式モデル構成、3) 制御理論の適用、4) 検出器と駆動装置の特性把握、5) 制御器の製作である。以下、2.2 節と 2.3 節では、この手順に従って、水温システムの制御器の設計を行う。

Fig. 2 Scheme of water temperature control system

2.2 制御対象の数式モデルと制御理論

(1) 制御対象の数式モデルの構成

水温システムの制御対象の部分を表わす数式モデルを構成する。水槽内の水温に関する式は、熱量変化は単位時間内の流入熱量と流出熱量の差に等しいとする熱量平衡式を立てて、そのあと時間幅の微小極限操作によって得られる。上部水槽と下部水槽それぞれに関して

$$\dot{T}_1 = \{Q_1 - m_a(T_1 - T_a)\} / W_1, \quad (1a)$$

$$\dot{T}_2 = \{Q_2 - m_a(T_2 - T_1) - m_b(T_2 - T_b)\} / W_2 \quad (1b)$$

なる微分方程式を得る。ここで、添字 1 は上部水槽、添字 2 は下部水槽に関するもので、 T_1, T_2 (°C) は水槽内の水温、 W_1, W_2 (cm³) は水槽内の水の量、 Q_1, Q_2 (cal/s) は駆動装置から発生する加熱熱量を表わし、比熱 (cal/°Cg) は 1、密度 (g/cm³) は 1 とする。冷却水供給部からは、上部水槽には温度 T_a (°C) の水が m_a (cm³/s) の流量で、下部水槽には温度 T_b (°C) の水が m_b (cm³/s) の流量で流入する。この装置では、 $W_1 = 2,600$ (cm³)、 $W_2 = 2,100$ (cm³)、 $m_a = 8.5$ (cm³/s)、 $m_b = 6$ (cm³/s) である。なお、この数式モデル構成段階では水槽の熱容量や熱の自然放熱などは無視している。

上部水槽と下部水槽それぞれの水温の目標値を T_1^* , T_2^* (°C) とし、各水槽内の水温とその目標値との偏差を状態変数に選ぶと、(1a), (1b) 式は変形されて

$$\dot{X} = AX + BU \quad (2)$$

なる状態方程式を得る。ここで、行列 A と B は

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -m_a/W_1 & 0 \\ m_a/W_2 & -(m_a+m_b)/W_2 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 1/W_1 & 0 \\ 0 & 1/W_2 \end{bmatrix}$$

で、状態変数は $X = [x_1, x_2]^T = [T_1 - T_1^*, T_2 - T_2^*]^T$ 、操作量は $U = [u_1, u_2]^T = [Q_1 - Q_1^*, Q_2 - Q_2^*]^T$ である。なお、 T は転置記号、 $Q_1^* = m_a(T_1^* - T_a)$ 、 $Q_2^* = m_a(T_2^* - T_1^*) + m_b(T_2^* - T_b)$ はそれぞれ定常時における目標熱量を表わす。

状態方程式をサンプリング間隔 h で離散化すると、状態遷移式は

$$X(k+1) = \phi X(k) + DU(k) \quad (3)$$

となる。ここで、遷移行列 ϕ と駆動行列 D は

$$\phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & 0 \\ \phi_{21} & \phi_{22} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} d_{11} & 0 \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix}$$

で、各要素は $\phi_{11} = \exp(a_{11}h)$ 、 $\phi_{21} = a_{21}a \{ \exp(a_{11}h) - \exp(a_{22}h) \} / (a_{11} - a_{22})$ 、 $\phi_{22} = \exp(a_{22}h)$ 、 $d_{11} = 1/m_a \{ 1 - \exp(a_{11}h) \}$ 、 $d_{21} = a_{21}/m_a(a_{11} - a_{22}) \{ 1 - \exp(a_{11}h) \} - W_2$ 、 $d_{22} = 1/(m_a$

$+ m_b) \{ 1 - \exp(a_{22}h) \}$ を表わす。

(2) 制御理論の適用

水温システムの制御対象を表わす数式モデル(3)式を用いて、操作量決定則を得るが、ここでは極配置レギュレータ理論を採用する。操作量は

$$U(k) = KX(k) \quad (4)$$

で与えられ、フィードバックゲイン K は、(3), (4) 式から得られる閉ループ系の行列 $\phi + DK$ の極の値が、設計者の指定値 λ_1, λ_2 になるように決定される¹²⁾。

2.3 検出器と駆動装置の特性把握

(1) 検出還元特性

水温の検出は、温度によってサーミスタの抵抗値が変化する性質を用いて、抵抗値の変化に相当する電圧を増幅した信号で計測する。サーミスタの検出特性の測定は、異なったいろいろな温度の水を水槽に入れ、その都度水温を温度計で目測し、一方ではそのときのサーミスタ出力電圧の増幅信号を A/D 変換器を介してパソコン (NEC PC 9801) で読み取る。Fig. 3 は検出特性の測定点を示したものである。

検出還元特性は、サーミスタ出力電圧の増幅信号値から、そのときの水温を知るためのものである。上述の測定点に多項式関数を当てはめ、最小 2 乗法で係数決定すると、上部水槽および下部水槽のそれぞれの検出還元特性は

$$T_1 = 21.1 + 4.41V + 3.21 \times 10^{-2}(V)^2 + 1.15 \times 10^{-2}(V)^3, \quad (5a)$$

$$T_2 = 13.8 + 6.07V + 2.85 \times 10^{-2}(V)^2 + 3.37 \times 10^{-2}(V)^3 \quad (5b)$$

となった。ここで、多項式の次数は AIC¹³⁾ を用いて決定した。この(5a), (5b)式の還元特性式は Fig. 2 の制御器内の検出還元特性部に組み込まれる。この温度検出特性の把握法において、検出器であるサーミスタと温度標準値とした温度計の目測値はより精度の高いものに変えることが望ましいが、以後本論文では、本方法で測定された温度を標準値とみなして、議

Fig. 3 Restoration characteristic curves of detectors (thermometers)

論を進める。

(2) 駆動復元特性

制御対象の駆動，すなわち水槽内の温水の加熱は，トライアック回路への印加電圧で出力調節される電熱ヒータによって行う。電熱ヒータの駆動特性の測定は，電圧をパソコンから D/A 変換器を介してトライアック回路入力部に印加し，そのときの電熱ヒータで加熱された水温の温度上昇をサーミスタを介してパソコンで読み取る。Fig. 4 は駆動特性を表わし，印加電圧 V と熱量との関係を示したものである。この熱量は次式

$$P_1 = W_1 \Delta T_1 / \Delta t, P_2 = W_2 \Delta T_2 / \Delta t \quad (\text{cal/s}) \quad (6)$$

で計算し， Δt は電圧印加後約 100 (s) 経過して定常状態に達した後の測定時間幅 5 (s) で，その測定時間内の水槽内の水温の上昇分を $\Delta T_1, \Delta T_2$ (°C) で表わしている。

駆動復元特性は，操作量の熱量を電熱ヒータで発生させるのに必要な印加電圧を知るためのもので，Fig. 4 の測定点に多項式関数を当てはめ，最小 2 乗法で係数値の決定を行った。上部水槽と下部水槽それぞれの電熱ヒータの駆動復元特性は

$$\begin{aligned} V_1 = & 5.08 - 1.05 \times 10^{-1}P - 3.27 \times 10^{-3}(P)^2 \\ & + 3.58 \times 10^{-4}(P)^3 - 1.17 \times 10^{-5}(P)^4 \\ & + 1.91 \times 10^{-7}(P)^5 - 1.76 \times 10^{-9}(P)^6 \\ & + 9.16 \times 10^{-12}(P)^7 - 2.53 \times 10^{-14}(P)^8 \\ & + 2.87 \times 10^{-17}(P)^9, \end{aligned} \quad (7a)$$

$$\begin{aligned} V_2 = & 5.43 - 1.21P + 1.69 \times 10^{-1}(P)^2 - 1.32 \\ & \times 10^{-2}(P)^3 + 5.44 \times 10^{-4}(P)^4 - 1.22 \\ & \times 10^{-5}(P)^5 + 1.38 \times 10^{-7}(P)^6 - 6.25 \\ & \times 10^{-10}(P)^7 \end{aligned} \quad (7b)$$

で，その次数決定は AIC¹³⁾ によった。この (7a)，(7b) 式の復元特性式は Fig. 2 の制御器内の駆動復元特性部に組み込まれる。つまり，制御対象で要求される操作量の熱量 Q を駆動装置の電熱ヒータ出力の熱量 P によって得る。そのために必要な電熱ヒータ

Fig. 4 Restoration characteristic curves of actuators (heaters)

のトライアック回路印加電圧は V_1 と V_2 で決まる。

駆動特性の測定法としては，(6)式とは別の方法で，トライアック回路の位相制御角を用いて電熱ヒータの発生ジュール熱の理論計算式から定めることもできる。その方法で得られた駆動復元特性と，ここで採用した(7)式とでは，最大 15% の食い違いが生じた。本方法の(7)式においては，駆動装置の定常的非線形特性が実データをもとに測定されている。したがって，実験の際にモデルのミスマッチなどによる誤差分がこの駆動復元特性に吸収されていて，この特性把握法は制御性能の向上に大きく貢献した。

3. 数値シミュレーションと実験

3.1 最大出力と極配置レギュレータの切替え

駆動装置である電熱ヒータの出力には制限があり，上部水槽用と下部水槽用の電熱ヒータの最大出力は，それぞれ 190 (cal/s) と 50 (cal/s) である。極配置レギュレータによって決定される操作量が，この出力制限値内に収まるような極の選定を行うと， $\lambda_1 = 0.993$ ， $\lambda_2 = 0.986$ となった。ただし，サンプル間隔 h は 1 (s) である。このときの数値シミュレーションにおける上部水槽と下部水槽の水温の目標水温への追従状況とそれぞれの電熱ヒータによって発熱される熱量値の時間経過を Fig. 5 に示す。ここで，初期水温は， $T_1 = 10.5$ (°C)， $T_2 = 10.5$ (°C) で，目標水温は $T_1^* = 20$ (°C)， $T_2^* = 18$ (°C)，冷却水温はともに， $T_a = T_b = 10.5$ (°C) であった。制御性能をみると，操作量は出力制限値内

Fig. 5 Computer simulation for water temperature control by the pole placement method

Fig. 6 Computer simulation for water temperature control by the switching method

に収まっているが、水温の目標値への追従が非常に遅く、制御時間 700 (s) においても水温は目標値の 9 割程度しか到達していない。

この水温の目標値到達の速度を上げるために、上下各水槽の水温のいずれかが目標水温に 1(°C) 以内に近づくまでは、操作量は各電熱ヒータの最大出力値

$$U(k) = U^{\max}, (\{x_1(k) > 1\} \cup \{x_2(k) > 1\}) \quad (8)$$

をとり、それ以降の操作量は極配置レギュレータによって定める。ただし、水温と目標水温との差が 1(°C) 以内になった後でも、極配置レギュレータによる操作量の計算値が最大出力を超えるときは、操作量をその最大出力値におさえる。レギュレータの極の値を $\lambda_1 = 0.90$, $\lambda_2 = 0.91$ としたときの、上記の切替え制御法の数値シミュレーション結果を Fig. 6 に示す。このときの制御性能をみると、操作量は出力制限値内に収まり、水温も上部水槽では 180 (s)、下部水槽では 320 (s) でほぼ完全に目標値に到達し、その後の水温は目標値を維持し続けている。

なお、最大出力制御から極配置レギュレータへの切替えを、水温の目標値到達の 1(°C) 手前に設けたのは、水槽水温が目標値をオーバーシュートすることをおさえるためである。また、最大出力の大きな電熱ヒータを採用することによって、水温の目標値到達時間はいくらでも短縮することが可能である。

3.2 制御実験における水温の目標値まわりの振動

水温制御実験を前節の数値シミュレーションと同一の切替え制御法を用いて行った。ただし、初期水温

Fig. 7 Experimental result for water temperature control by the switching method

は、 $T_1 = T_2 = 10.3(^{\circ}\text{C})$ 、目標水温は $T_1^* = 20(^{\circ}\text{C})$, $T_2^* = 18(^{\circ}\text{C})$ 、冷却水温は $T_a = T_b = 10.3(^{\circ}\text{C})$ であった。サンプル間隔 h を 10, 5, 2, 1 といろいろと変えて、同様の実験を行ったところ、サンプル間隔が短いほど制御性能が上がったが、2 (s) と 1 (s) とではほとんど差異が認められなかった。したがって、制御実験においては、サンプル間隔を 2 (s) 以下に選べばよいことがわかり、以後サンプル間隔はすべて 1 (s) とした。

Fig. 7 には、水温制御実験結果を示す。Fig. 6 の数値シミュレーション結果と対比すると、Fig. 7 の水温は目標値に到達後、目標値のまわりで振動していることがわかる。上部水槽の水温に関しては偏差 0.1 (°C) のまわりを周期 65 (s) 振幅 0.4 (°C) で振動し、下部水槽の水温に関しては偏差 0.05 (°C) のまわりを周期 110 (s) 振幅 0.3 (°C) で振動している。この水温の偏差は非常に小さいが、そのまわりの振動はかなり顕著で制御性能の立場からは好ましくない。そこで、その振動の原因を探る。

3.3 駆動遅れの数値シミュレーション

水温制御実験で生じた水温の目標値のまわりの振動の原因を数値シミュレーションによって探る。制御器で決定された操作量 U が、駆動部の電熱ヒータ出力の熱量として発生されるまでに駆動遅れがあると想定して、制御対象を表す数式モデルとして、(3)式の代わりに、つぎのむだ時間を含む系

$$X(k+1) = \phi X(k) + DZ^{-1}U(k)$$

$$= \phi X(k) + D_1 u_1(k-L_1) + D_2 u_2(k-L_2) \quad (9)$$

を設ける. ここで, L_1 と L_2 (s) は上部水槽と下部水槽それぞれの駆動遅れ時間で, Z^{-1} は遅延行列

$$Z^{-1} = \begin{bmatrix} z^{-L_1} & 0 \\ 0 & z^{-L_2} \end{bmatrix}$$

を表わし, z^{-1} は 1 時刻の遅延演算子である. また, D_1 と D_2 は駆動行列 D の分割行列で

$$D = [D_1 \ D_2]$$

を表わし, $u_1(k)$ と $u_2(k)$ は操作量ベクトル $U(k)$ の要素を表わす.

(9) 式のむだ時間を含む系と (4) 式の極配置レギュレータのフィードバック則で定めた操作量を用いて, 数値シミュレーションを行った. Fig. 8 には, 駆動遅れ時間 L_1 と L_2 がそれぞれ 15 (s) と 25 (s) のときの数値シミュレーション結果を示す. 駆動遅れ時間をいろいろ変えると, 水温の目標値まわりの振動の特性は変化するが, Fig. 8 においては, その振動は, 上部水槽に関しては周期 60 (s) 振幅 0.5 (°C) で, 下部水槽に関しては周期 110 (s) 振幅 0.3 (°C) である. この数値シミュレーション結果は, Fig. 7 の水温制御実験結果と制御特性が似かよっている.

実際, 電熱ヒータに関してステップ入力を印加し, その出力応答を実測すると, 上部水槽と下部水槽の電熱ヒータの駆動遅れが大体上記の L_1 と L_2 の値に近いものであった. 以上の考察により, 水温制御実験に

Fig. 8 Computer simulation of the experimental result: thermal experimental equipment with drive delay

において生じた水温の目標値まわりの振動の原因は, この駆動遅れにあったものと判断する. つぎに, この振動を防止するための補償制御法について考察する.

4. 駆動遅れ補償制御

4.1 実時間シミュレーション予測値を用いた補償制御

(1) 補償制御アルゴリズム

駆動遅れを補償する制御法を考える. 駆動遅れのある系に補償操作量 $\bar{U}(k)$ を施したときの系の動きは

$$\begin{aligned} X(k+1) &= \phi X(k) + DZ^{-1}\bar{U}(k) \\ &= \phi X(k) + D_1 \bar{u}_1(k-L_1) + D_2 \bar{u}_2(k-L_2) \end{aligned} \quad (10)$$

で表わされる. その補償操作量は

$$\begin{aligned} \bar{U}(k) &= ZK\hat{X}(k) \\ &= \begin{bmatrix} K_1 \hat{X}(k+L_1) \\ K_2 \hat{X}(k+L_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

で与える. ここで, K_1 と K_2 はフィードバック行列 K の分割行列で

$$K = \begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{bmatrix}$$

を表わし, $\hat{X}(k+L_1)$ と $\hat{X}(k+L_2)$ はそれぞれ将来の状態値 $X(k+L_1)$ と $X(k+L_2)$ の状態予測値である.

この状態予測値を実時間シミュレーションによって求めることを考える. 実時間シミュレーションによる状態予測式は

$$\begin{aligned} \hat{X}(k+j) &= \phi \hat{X}(k+j-1) + D\hat{U}(k+j-1), \\ j &= 1, 2, 3, \dots, \max(L_1, L_2), \end{aligned} \quad (12a)$$

$$\hat{X}(k) = X(k) \quad (12b)$$

であり, (12b) を初期値として, 各制御段ごとに $\max(L_1, L_2)$ 回 (12a) 式を繰り返して計算を行って, $\hat{X}(k+L_1)$ と $\hat{X}(k+L_2)$ を求める. (12a) 式の実時間シミュレーションのなかで用いる架空の操作量 $\hat{U}(k+j-1)$ は, 要素で表わすと

$$\hat{U}(k+j-1) = \begin{bmatrix} \hat{u}_1(k+j-1) \\ \hat{u}_2(k+j-1) \end{bmatrix}$$

で, その値は

$$\hat{u}_i(k+j-1) = \begin{cases} \bar{u}_i(k+j-1-L_i), & (j \leq L_i), \\ K_i \hat{X}(k+j-1), & (j > L_i), \end{cases} \quad (13a)$$

$$i=1, 2 \quad (13b)$$

で定める. シミュレーション操作量の各要素 $\hat{u}_i(k+j-1)$ は, (13a) 式からわかるよう, 過去に使用された補償操作量 $\bar{u}_i(k+j-1-L_i)$ と同一の値を採用する. しかし $j > L_i$ のときは, 将来の補償操作量であって, それはまだ求められていない. そのときのシミ

シミュレーション操作量はフィードバックゲインとシミュレーション状態予測値の積で求めることを意味している。

(2) 補償制御の特性

むだ時間のない系の制御特性は、(3), (4)式から

$$X(k+1) = (\phi + DK)X(k) \quad (14)$$

で規定される。 K は極配置レギュレータで求められたフィードバックゲインであるので、(14)式の極の値は設計者の指定値 λ_1 と λ_2 になる。

駆動遅れによって生じるむだ時間を含む系の制御特性は、(9), (4)式から計算すると

$$X(k+1) = (\phi + DZ^{-1}K)X(k) \quad (15)$$

で定まる。この遅延行列 Z^{-1} が水温の目標値まわりの振動の原因である。

実時間シミュレーション状態予測値を用いた補償制御による系の制御特性は、もし予測値 $\hat{X}(k+L_1)$ と $\hat{X}(k+L_2)$ がそれぞれ将来の状態値 $X(k+L_1)$ と $X(k+L_2)$ に等しいと仮定

$$\hat{X}(k+L_1) = X(k+L_1), \quad \hat{X}(k+L_2) = X(k+L_2) \quad (16)$$

すれば、(10), (11)式より

$$\begin{aligned} X(k+1) &= (\phi + DZ^{-1}ZK)X(k) \\ &= (\phi + DK)X(k) \end{aligned} \quad (17)$$

で規定される。この(17)式はむだ時間のない系の制御特性(14)式と一致し、この補償制御法によって水温の目標値まわりの振動は防止できることになる。ただし、(17)式が $k=0$ から成立するためには、 $k=-L_1$ 時点からすでに $\hat{u}_i(j-1-L_1)$, ($j=1, 2, \dots, L_1$) の操作量を制御対象に加えておく必要がある。なお、(12), (13)式を用いて、(16)式が成立することはつぎに述べる。

(3) 実時間シミュレーション状態予測値の特性

補償制御の良好な制御性能が得られるためには(16)式の仮定が成立することが要求される。つまり、(12), (13)式によるシミュレーション状態予測値が(10), (11)式で得られる将来の状態値に等しいことを導く。シミュレーション予測値の出発点は(12b)式であり、(12), (13)式の j を 1 として計算すると $\hat{X}(k+1) = X(k+1)$ が成り立つ。以下 j を 2 から順に $\max(L_1, L_2)$ まで繰り返せば(13b)式で計算される実時間シミュレーション操作量も補償操作量の将来値 $\hat{u}_i(k+j-1)$ と一致して、(16)式の一致性がいえる。

以上の議論は、制御対象を表わす数式モデル(10)式が正確であることを前提にしているが、実際には制御対象の動きと数式モデルとの間には程度の違いはあっても多少の食い違い(モデルミスマッチ)¹⁰⁾があつて、

そのときは状態予測値は真の将来の状態値には一致しない。しかし、本方法では、制御各段で(12b)式と実際に過去に使用された補償操作量(13a)を用いて実時間シミュレーション状態予測している。モデルミスマッチによって生じる誤差を各段でのシミュレーション予測値によって補正を行っているところが本方法の特徴である。

4.2 駆動遅れ補償制御実験

前節で示した実時間シミュレーション状態予測値を用いた駆動遅れ補償制御法を用いた水温制御実験結果を Fig. 9 に示す。実験条件は、最大出力切替え後のレギュレータの極の値は $\lambda_1=0.90$, $\lambda_2=0.91$, 初期水温は $T_1=T_2=10(^{\circ}\text{C})$, 目標水温は $T^*=20(^{\circ}\text{C})$, $T_{\infty}^*=18(^{\circ}\text{C})$, 冷却水温は $T_c=T_b=10(^{\circ}\text{C})$, 駆動遅れは $L_1=15(\text{s})$, $L_2=25(\text{s})$ とした。結果をみると、水温の目標値まわりの振動はほとんど消滅し、水温は定常時にはほぼ目標値に一致している。細かく見ると、上部水槽の水温に関しては偏差 $0.1(^{\circ}\text{C})$ のまわりを周期 $60(\text{s})$ 振幅わずか $0.01(^{\circ}\text{C})$ で振動し、下部水槽に関しては偏差 $0.05(^{\circ}\text{C})$ のまわりを周期 $120(\text{s})$ 振幅 $0.02(^{\circ}\text{C})$ の振動が認められる。この制御性能を、Fig. 7 に示す補償なしの制御実験結果と比較すると、補償後の振動の振幅は上部水槽の水温に関しては $1/40$, 下部水槽に関しては $1/15$ 程度に減少している。

別の補償制御法⁷⁾を用いて、本方法の実験条件とほぼ同様の条件下で水温制御実験を行った。その結果水温の目標値まわりの振動は補償なしの場合に比して減

Fig. 9 Experimental result for water temperature control by the compensation method

少したが、提案の方法と較べると、上部水槽、下部水槽の水温にはともに数倍から十数倍の振幅を有する振動が残った。その振動の原因は、制御対象を表わす数式モデルのミスマッチにあるものと思われる。

数式モデルのミスマッチは、提案補償法における (12a) においても同様に存在しているが、本方法では制御各段で $\hat{X}(k) = X(k)$ の初期条件のもとに、実際に過去に使用された補償操作量を用いて実時間シミュレーション状態予測を行い、モデルミスマッチによって生じる誤差を各段ごとに補正しているために良好な制御性能が得られた。

5. む す び

高精度の制御実験を目標に掲げて、上部と下部の二つの水槽からなる 2 入力 2 出力水温システム制御を行い、そこで検討した項目を整理する。

1) 検出特性と駆動特性の把握に関しては、装置の定常的非線形特性を入出力の実データを用いて測定したので、数式モデルに取り込むことができなかった誤差分をこの検出特性と駆動特性にある程度吸収させることができ、制御性能の向上に寄与した。

2) 駆動装置に出力制限があるが、最大出力制御と極配置レギュレータとの適切な切替えにより、水槽水温の目標値への追従過渡特性を向上させることができた。なお、最大出力が大きな駆動装置の採用により、水温の目標値到達時間をいくらかでも短縮することが可能である。

3) 水槽の水温が定常時に目標値まわりで振動を起こしたが、その原因は駆動遅れにあることを見出した。この振動防止のための方法として、実時間シミュレーション状態予測値を用いた補償制御法を提案した。本方法では、制御各段で、実時間シミュレーションを行いつつモデルのミスマッチを補正しているために、本方法による補償制御実験では、水温の目標値ま

わりの振動をほとんど完全に防ぐことができた。

本研究では、駆動部に 1 種類の遅れがある場合の補償制御器に関する議論を行ったが、その成果は、2 入力 2 出力水温システムだけに限定されることなく、もっと広い放熱のある流体温度の多入出力制御問題においても利用できるものと思われる。

参 考 文 献

- 1) 石飛, 岩井, 井上, 得丸: 同定誤差による調整則ゲインを有する連続時間適応則の提案と熱実験系の適応観測器への応用, 計測自動制御学会論文集, **23-2**, 200/202 (1987)
- 2) M. Nakamura, N. Egashira and H. Uehara: Digital Control of Working Fluid Flow Rate for an OTEC Plant, ASME, J. of Solar Energy Engineering, **108**, 108/111 (1986)
- 3) 中村, 内田, 北見, 近藤: 最適制御理論のボイラ制御への応用, 計測と制御, **18-4**, 355/362 (1979)
- 4) S. L. Shah, D. G. Fisher and D. E. Seborg: Design and Experimental Evaluation of Controllers for Process Undisturbability, AIChE J., **27-1**, 131/138 (1981)
- 5) O. J. M. Smith: A Controller to Overcome Dead Time, ISA J., **6-2**, 28/33 (1959)
- 6) 伊藤, 渡部: むだ時間をもつシステムの制御—Smith 法の復活, システムと制御, **26-8**, 479/488 (1982)
- 7) K. Watanabe and M. Ito: A Process-Model Control for Linear Systems with Delay, IEEE Trans. Automatic Control, **AC-26-6**, 1261/1269 (1981)
- 8) 示村, 内田, 久保: 状態にむだ時間を含むシステムの極を指定した半平面内に配置する最適レギュレータの構成法, 計測自動制御学会論文集, **23-2**, 136/141 (1987)
- 9) A. Manitius and A. W. Olbrot: Finite Spectrum Assignment Problem for System with Delays, IEEE Trans. Automatic Control, **AC-24-4**, 541/553 (1979)
- 10) 示村悦二郎: むだ時間システムの制御—研究の歴史とその将来, システムと制御, **28-5**, 265/268 (1984)
- 11) 中村, 田原: 重り変動倒立振子のハイブリッド適応制御系の設計—自励振動の原因と簡便制御, 電学論 D, **107-8**, 1026/1032 (1987)
- 12) 木村英紀: デジタル信号処理と制御, 昭晃堂 (1982)
- 13) H. Akaike: A New Look at the Statistical Model Identification, IEEE Trans. Automatic Control, **AC-19-6**, 716/723 (1974)