超臨界圧変圧ボイラの蒸気温度動特性*

磯 村 修 —*1

Supercritical Sliding Pressure Boiler Steam Temperature Dynamics

Shuichi ISOMURA

Although there has been great technological development in the computer field, improved cost performance is still required in order to accurately and quickly solve the partial differential equation which represents the complicated dynamics of sliding pressure operation of a supercritical once-through boiler. To obtain the solution using software, the following ideas are proposed in this paper. (1) Pressure and entropy as state variables are chosen to represent dynamics instead of temperature which cannot be independent of pressure in the saturated steam region. (2) The partial differential equation system is transformed into an ordinary one by the characteristic curve method. (3) High speed steam table is introduced instead of the international steam table formula. The simulation methods have been successfully applied not only to build the simulator for control system design but also to model the built-in-simulator of optimal control system.

Key Words: Simulation, Supercritical Boiler, Steam Temperature Dynamics, Entropy, Characteristic Curve

1. ま え が き

経済的な中間負荷火力として数多く建設された超臨界圧変圧運転ユニットの負荷変化率は5%/分が普通となり、負荷の変化範囲も最低負荷から全負荷まで拡大したスピニングリザーブ運用や毎日発停を行うDSS(Daily Start Stop)運用が要求されている。高速かつ精密なボイラ・タービン動特性シミュレーション技術は、まず第1に、このような運用に伴うボイラ・タービンの動特性を予測し、熱応力低減のための動的設計に役立てることであり、さらに制御システムの検証用シミュレータの開発、訓練用リアルタイムシミュレータの開発、モデルを組込んだ最適制御システム開発などの基礎となるもので、その重要度はますます増大している^{(1)~(3)}。

シミュレータ技術開発では、高速化と高精度化のみならず、プラントの設計者に理解されやすくかつ使いやすいシミュレータモデル作成ツールも必要になる。

本論文はボイラ動特性解析、負荷変動時および起動のシミュレーション、シミュレータ作成ツールなどに

関する開発の一環として行った研究成果であり、まず超臨界圧変圧ボイラの蒸気温度動特性の解析結果について述べる。

動特性シミュレーションにおける高速化と高精度化は相反するものであるが、スーパーコンピュータや超並列プロセッサの出現で、有限要素法による偏微分方程式の求解が高速化しているとはいうものの、リアルタイムシミュレータや、さらには最適制御システムに組込む超リアルタイムシミュレーションプログラムを実行するにはコストパフォーマンスが折合わない。そこでソフトウェアの面から、例えば、線形化したり、簡略化した集中モデルにするとか、自己回帰モデルによる同定などいろいろ工夫がなされているが⁽⁴⁾⁽⁵⁾、本論文で提案する方法は非線形連立偏微分方程式をそのまま解くために、次のような工夫を行った。

- (1) 厳密性を損なわずに計算式を簡略化する。
- (2) 特性曲線法により常微分方程式に変換する。
- (3) 蒸気表の計算を高速化する。

開発されたシミュレーションプログラムが実プラントの起動から全負荷までの広い運転域にわたって合うということは重要なポイントである。われわれボイラ製作者はユーザから製作に先立って部分負荷性能を正確に算出することを要求されており、そのための精密

* 原稿受付 平成6年2月18日。

*1 正員、三菱重工業(株)原動機技術センター (〒220 横浜市西区みなとみらい3-3-1)。

なヒートバランスプログラムをもっているの、ボイラ静特性は正確に把握されている。プログラムにこの性能計算のデータや結果を取入れることが可能となったので、静的にはシミュレーションの精度が向上している。

一方、動特性を決定する因子は、伝熱面のボリュームやメタル重量のように一定不変のもの、および過渡的な燃焼特性や熱伝達特性のように変化するものとに分けられるが、後者についても研究が進み、現状ではボイラ蒸気温度制御システム検証および訓練用リアルタイムシミュレータに必要な精度の物理モデルが作られるようになってきている。

本論文で述べるシミュレーションモデルは、熱力学に基づいた精密なボイラ動特性モデルを作ろうとするもので、急速負荷変動時、ボイラ各部の過渡的な圧力、温度、エンタルピの挙動を予測し、動的設計に役立てることを狙いとしている。さらに制御系の検証試験用および訓練用シミュレータのみならず、制御システムに組み込み、実時間より短い時間でシミュレーションを行って最適蒸気温度制御を実現するために開発した⁽⁶⁾。

2. 動特性計算式

対象は超臨界圧変圧ユニットとし、負荷変動と起動時の蒸気温度制御のための動特性モデルを作成する。プラントの系統、制御装置の詳細説明は既に発表されているので省略した⁽⁷⁾。通常ボイラ・タービン動特性モデルを表現する状態変数として圧力と温度が選ばれるが、圧力とエンタルピとしたのは、飽和領域で圧力と温度が独立ではないので、大幅な負荷変動域を一組の式でカバーするためである。またこのほうが見通しもよく解くのに簡単なことがわかった。水・蒸気の状態は二つの独立した状態変数で記述されるが、もし圧力と温度の組合せを選ぶと、圧縮水、飽和、過熱、超臨界圧の各領域に応じて式を立て、大幅な負荷変動を繰返す動特性計算で、この領域を横切る度に式を切替えねばならない。これは複雑で時間もかかり、スマートとはいえない。

圧力(密度でもよい)と比エンタルピの組合せなら、全域を一組の式で記述できるのみならず、熱収支の式が温度はもとより比エンタルピに比べても簡単になる⁽⁸⁾。圧力と比エンタルピ以外の従属した状態変数は蒸気表を引いて求めることになるが、国際蒸気表も公式で計算するのではなく、数値テーブルを作り、補間によって高速化した。

モデル化にあたり次の仮定を設けた。

(1) 水・蒸気の流れは管方向に分布した一次元非定常流とした。

(2) ボイラ蒸気温度制御を対象としているので、流体の慣性と圧縮性および運動のエネルギーは無視した。したがって圧力は一様に変化するとした。

(3) 管内流体の圧力損失は流量の二乗に比例するとし、これによる発熱は無視した。

(4) 蒸気表を含む熱力学的関係が過渡状態でも成り立つとした。

(5) 水・蒸気側の熱伝達はヌッセルトの式を採用した。

(6) ガス側の熱伝達係数は、シミュレーション結果が1/4, 2/4, 3/4, 4/4 負荷の性能計算結果すなわち静特性の圧力、比エンタルピに合うように調整した。

(7) 蒸気タービン内流動遅れはボイラに比べ小さいので無視した。

(8) 蒸気タービンの流量と出力はストドラの式に従い、流量係数と線図効率を性能計算結果すなわち静特性(GPHP: Generalized Heat Balance Programme)の結果と合うように調整した。

ボイラ・タービン動特性モデルの主要部は伝熱面(熱交換器)、ボイラ圧力、蒸気タービン、火炉である。火炉も伝熱面であるが燃焼からの入熱と輻射伝熱があるので、一般の熱交換器とは区別して扱った。

2.1 伝熱面の動特性 この節では、過熱器、再熱器、節炭器、アディショナルヒータを対象とし共通の式で表現した。

一般に、熱交換器の1次側と2次側について次の基礎方程式が成り立つ。詳細は付録1に示す。連続の式は

$$\partial(\rho_i a_i)/\partial t + \partial(\rho_i w_i a_i)/\partial x = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

運動方程式は

$$\rho_i (\partial w_i / \partial t + w_i \cdot \partial w_i / \partial x) + \partial p_i / \partial x + \zeta \rho_i |w_i| w_i / 2 d_i = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

熱収支(熱力学第1法則)は

$$T (\partial s_i / \partial t + w_i \cdot \partial s_i / \partial x) = \partial \dot{Q}_i / \partial x / \rho_i a_i + \zeta |w_i| w_i^2 / 2 d_i \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。ここに、 t は時間、 w_i は流速、 ρ_i は流体の密度、 a_i は流路断面積、 x は流れ方向の座標、 p_i は圧力、 ζ_i は摩擦損失係数、 d_i は内径、 s_i は流体の比エンタルピ、 $\partial \dot{Q}_i / \partial x$ は管単位長当たりの伝熱量分布である。ただし、サフィックス i は流体1では $i=1$ 、流体2では $i=2$ である。

流体1と流体2の間のメタルでの熱収支は

$$\partial T_m / \partial t = -(\partial \dot{Q}_1 / \partial x + \partial \dot{Q}_2 / \partial x) / (c_m \rho_m a_m) \quad \dots\dots\dots (4)$$

メタルから流体1への伝熱量は

$$\partial \dot{Q}_1 / \partial x = \alpha_1 \partial A_1 / \partial x \cdot (T_m - T_1) \quad \cdots \cdots (5)$$

メタルから流体2への伝熱量は

$$\partial \dot{Q}_2 / \partial x = \alpha_2 \partial A_2 / \partial x \cdot (T_m - T_2) \quad \cdots \cdots (6)$$

である。ここに、 T_m はメタル温度、 $\partial \dot{Q}_1 / \partial x$ はメタルから流体1への管単位長当たりの伝熱量分布、 $\partial \dot{Q}_2 / \partial x$ はメタルから流体2への管単位長当たりの伝熱量分布、 c_m はメタルの比熱、 ρ_m はメタルの密度、 a_m はメタルの断面積、 $\partial A_1 / \partial x$ は管単位長当たり流体1側の伝熱面積分布、 T_1 は流体1の温度、 $\partial A_2 / \partial x$ は管単位長当たり流体2側の伝熱面積分布、 T_2 は流体2の温度、 α_1 と α_2 は流体1側と流体2側の熱伝達率である。

仮定(2)と(3)により、式(1)～(6)から

$$\partial s_1 / \partial t + w_1 \cdot \partial s_1 / \partial x = r_1 \quad \cdots \cdots (7)$$

$$\partial T_m / \partial t = r_m / c_m \quad \cdots \cdots (8)$$

$$\partial s_2 / \partial t + w_2 \cdot \partial s_2 / \partial x = r_2 \quad \cdots \cdots (9)$$

を得る。ここに、

$$r_1 = -\alpha_1 \partial A_1 / \partial x \cdot (1 - T_m / T_1) / \rho_1 / a_1 \quad \cdots \cdots (10)$$

$$r_m = \alpha_1 \partial A_1 / \partial x \cdot (T_1 - T_m) / \rho_m / a_m \\ - \alpha_2 \partial A_2 / \partial x \cdot (T_m - T_2) / \rho_m / a_m \quad \cdots \cdots (11)$$

$$r_2 = \alpha_2 \partial A_2 / \partial x \cdot (T_m / T_2 - 1) / \rho_2 / a_2 \quad \cdots \cdots (12)$$

である。

2.2 ボイラ圧力および再熱器圧力 給水ポンプ

出口からタービン調速弁入口までを集中化してボイラ圧力を計算する。また高圧タービン出口から再熱器を経由して中圧タービン入口のインターセプト弁入口までを集中化して再熱器圧力を計算する。第1のサフィックス j は、蒸発部(ウオータセパレータを含む)、過熱器、節炭器、アデイショナルヒータをまとめて $j = b$ 、再熱器では $j = r$ である。第2のサフィックス m はメタルを、第2、第3のサフィックス T はトータルを表す。集中化したモデルの平均の状態量は * を付けて表した。水・蒸気側の熱伝達率は十分大きいとしてメタルの熱容量は水・蒸気側に含め、式(1)、(3)を入口から出口まで積分して次式を得る。詳細は付録2に示す。

$$V_{jT} \cdot d\rho_j^* / dt = \dot{M}_{j1} - \dot{M}_{j2} \quad \cdots \cdots (13)$$

$$(\rho_j^* \cdot V_{jT} + c_{jm} \rho_{jm} V_{jT} / c_{js}) T_j^* ds_j^* / dt \\ = \dot{M}_{j2}^* (h_{j1} - h_{j2}) + \dot{Q}_{jT} \quad \cdots \cdots (14)$$

を得る。 $\dot{Q}_{jT}$ は過熱器、節炭器を含む蒸発部での総吸収熱量で

$$\dot{Q}_{jT} = \int_0^{l_b} \partial \dot{Q}_b / \partial x_b dx_b + \int_0^{l_s} \partial \dot{Q}_s / \partial x_s dx_s \\ + \int_0^{l_e} \partial \dot{Q}_e / \partial x_e dx_e + \int_0^{l_a} \partial \dot{Q}_a / \partial x_a dx_a \quad \cdots \cdots (15)$$

であり、 $\dot{Q}_{rT}$ は再熱器の吸収熱量で

$$\dot{Q}_{rT} = \int_0^{l_r} \partial \dot{Q}_r / \partial x_r dx_r \quad \cdots \cdots (16)$$

である。サフィックス s, e, a は過熱器、節炭器、アデイショナルヒータを表す。

平均圧力は式(13)、(14)を積分して得られる平均密度 ρ_j^* と平均比エントロピ s_j^* から蒸気表により

$$p_j^* = p(\rho_j^*, s_j^*) \quad \cdots \cdots (17)$$

として求める。ここに、 ρ_j^* は平均密度、 s_j^* は平均比エントロピ、 V_{jT} は水・蒸気管総容積、 c_{jm} はメタルの比熱、 ρ_{jm} はメタルの密度、 V_{jT} はウオータセパレータおよび降水管のメタル総容積、 T_j^* は水・蒸気の平均温度、 $\dot{M}_{j1}$ は入口流量、 h_{j1} は入口比エンタルピ、 $\dot{M}_{j2}$ は出口流量、 $\dot{M}_j^*$ は平均流量、 h_{j2} は出口比エンタルピである。給水流量を $\dot{M}_{FW}$ 、主蒸気流量を $\dot{M}_{bs}$ 、高圧タービン流量を $\dot{M}_{HT}$ 、中圧タービン流量を $\dot{M}_{IT}$ とすると、 $\dot{M}_{FW} = \dot{M}_{b1}$ 、 $\dot{M}_{bs} = \dot{M}_{b2}$ 、 $\dot{M}_{HT} = \dot{M}_{r1}$ 、 $\dot{M}_{IT} = \dot{M}_{r2}$ 、である。

2.3 高・中・低圧タービン特性 サフィックス1

は入口、2は出口を示す。タービン入口比エンタルピ h_1 は蒸気表から

$$h_1 = h(p_1, s_1) \quad \cdots \cdots (18)$$

と与えられる。マッハ数 M 、音速 a 、周速 w および蒸気の絶対速度 c は

$$M = \{2 \ln (\rho_1 / \rho_2)^{1/n}\}^{1/2} \quad \cdots \cdots (19)$$

$$a = (dp/d\rho)^{1/2} \quad \cdots \cdots (20)$$

$$w = \omega D / 2 \quad \cdots \cdots (21)$$

$$c = M \cdot a \quad \cdots \cdots (22)$$

となる。ここに、 ρ は密度、 n はステージ数、 p は圧力、 D は平均直径、 ω は角速度、 $dp/d\rho$ は平均値を示す。線図効率 η_D は w/c の関数で

$$\eta_D = \eta_D(w/c) \quad \cdots \cdots (23)$$

とした。断熱熱落差は蒸気表から

$$h_s = h(p_2, s_1) \quad \cdots \cdots (24)$$

$$\Delta h_s = h_1 - h_s \quad \cdots \cdots (25)$$

であり、出口比エンタルピは線図効率 η_D の関数として

$$h_2 = (1 - \eta_D) h_1 + \eta_D \cdot h_s \quad \cdots \cdots (26)$$

と求められる。タービン流量 $\dot{M}_T$ は、

$$\dot{M}_T = \varepsilon \phi p_1 / T_1^{1/2} \quad \cdots \cdots (27)$$

として表し、流量係数 ϕ は流量 $\dot{M}_T$ の関数で $\phi = \phi(\dot{M}_T)$ とした。ここに、 ε はアドミッションである。タービン出力は

$$\dot{L} = \eta_T \dot{M}_T (h_1 - h_2) \quad \cdots \cdots (28)$$

として得られる。 η_T は線図効率 η_D 以外の効率である。

なお、出口温度は蒸気表から

$$s_2 = s(p_2, h_2) \quad \cdots \cdots (29)$$

$$T_2 = T(p_2, s_2) \quad \cdots \cdots (30)$$

として求められる。

2.4 火炉 蒸発部は以下の動特性計算式で表現する。式(3)の第1のサフィックス i は、蒸発部では $i = b$ である。第2のサフィックスはガス側を g 、メタルを m 、水・蒸気側を s で表した。ガス側の熱収支は

$$\begin{aligned} & \partial s_{bg}/\partial t + w_{bg} \cdot \partial s_{bg}/\partial x_b \\ & = (\partial \dot{Q}_{bf}/\partial x_b - \partial \dot{Q}_{bg}/\partial x_b) / (\rho_{bg} \cdot a_{bg} T_{bg}) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (31)$$

燃焼ガスからメタルへの伝熱量は

$$\begin{aligned} & \partial \dot{Q}_{bg}/\partial x_b = a_{bg} \cdot \partial A_{bg}/\partial x_b \cdot (T_{bg} - T_{bm}) \\ & + \beta_{bg} \cdot \partial A_{bg}/\partial x_b \cdot (T_{bg}^4 - T_{bm}^4) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (32)$$

メタル内の熱収支は

$$\begin{aligned} & \partial T_{bm}/\partial t \\ & = (\partial \dot{Q}_{bg}/\partial x_b - \partial \dot{Q}_{bs}/\partial x_b) / (c_m \rho_m a_{bm}) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (33)$$

メタルから水・蒸気への伝熱量は

$$\partial \dot{Q}_{bs}/\partial x_b = a_{bs} \cdot \partial A_{bs}/\partial x_b \cdot (T_{bm} - T_{bs}) \quad \dots\dots\dots (34)$$

水・蒸気側の熱収支は

$$\begin{aligned} & \partial s_{bs}/\partial t + w_{bs} \cdot \partial s_{bs}/\partial x_{bs} \\ & = \partial \dot{Q}_{bs}/\partial x_{bs} / (\rho_{bs} \cdot a_{bs} T_{bs}) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (35)$$

である。 w_{bg} 、 w_{bs} はそれぞれガス側、水・蒸気側の流速で

$$w_{bg} = \dot{M}_{bg} / \rho_{bg} / a_{bg} \quad \dots\dots\dots (36)$$

$$w_{bs} = \dot{M}_{bs} / \rho_{bs} / a_{bs} \quad \dots\dots\dots (37)$$

である。蒸気側の熱伝達率 a_{bs} は

$$a_{bs} = a_{bs0} (\dot{M}_{bs} / \dot{M}_{bs0})^{0.8} \quad \dots\dots\dots (38)$$

とした。 $\dot{M}_{bs}$ は蒸気流量で、 $\dot{M}_{bs0}$ は $\dot{M}_{bs}$ の定格値、 a_{bs0} は定格流量 $\dot{M}_{bs} = \dot{M}_{bs0}$ での a_{bs} である。ここに、 ρ_{bg} は燃焼ガスの密度、 a_{bg} は燃焼ガス流路断面積、 s_{bg} は燃焼ガスの比エントロピ、 w_{bg} は燃焼ガスの流速、 $\partial \dot{Q}_{bf}/\partial x_b$ は水・蒸気管単位長当たりの火炉入熱の分布、 $\partial \dot{Q}_{bg}/\partial x_b$ は燃焼ガスからメタルへの水・蒸気管単位長当たりの伝熱量の分布、 x_b は燃焼ガスの流れ方向の座標、 t は時間、 a_{bg} はガス側の熱伝達率、 T_{bg} はガス温度、 $\partial A_{bg}/\partial x_b$ は水・蒸気管単位長当たりガス側の伝熱面積分布、 T_{bm} はメタル温度、 β_{bg} は輻射熱伝達率、 ρ_m はメタルの密度、 c_m はメタルの比熱、 a_{bm} はメタルの断面積、 $\partial \dot{Q}_{bs}/\partial x_b$ はメタルから水・蒸気への水・蒸気管単位長当たりの伝熱量分布、 a_{bs} は水・蒸気側の熱伝達率、 $\partial A_{bs}/\partial x_b$ は水・蒸気側の伝熱面積分布、 T_{bs} は水・蒸気の温度、 ρ_{bs} は水・蒸気の密度、 a_{bs} は水・蒸気管流路断面積、 s_{bs} は水・蒸気の比エントロピ、 w_{bs} は水・蒸気の流速である。火炉入熱は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} & \partial \dot{Q}_f/\partial x = \partial \dot{M}_f/\partial x \cdot H_u + \partial \dot{M}_a/\partial x \cdot h_a \\ & + \dot{M}_{gr1} h_{gr1} / l_b + \partial \dot{M}_{gr2}/\partial x \cdot h_{gr2} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (39)$$

ここに、 $\dot{M}_f$ は燃料流量分布、 H_u は燃料の発熱量、

$\dot{M}_a$ は空気流量分布、 h_a は空気の比エンタルピ、 $\dot{M}_{gr1}$ は炉底からの GR(再循環ガス)流量、 h_{gr1} は炉底からの GR ガスの比エンタルピ、 $\dot{M}_{gr2}$ は炉側壁からの GR 流量、 h_{gr2} は炉側壁からの GR ガスの比エンタルピ、 l_b は蒸発管長である。

2.5 その他の部分

(1) ウォータセパレータ 水の物質収支は

$$A_{ws} dY/dt = \dot{M}_b(1 - X_0) / \rho_b^* - \dot{M}_c / \rho_b^* \quad \dots\dots\dots (40)$$

から決まる水位 Y にウォータセパレータ水面下管内気泡の補正を加えて、水位 Y_{ws} は

$$Y_{ws} = Y + \left(\int_0^{l_b} X_b V_b dz \right) / A_{ws} \quad \dots\dots\dots (41)$$

として計算した。 A_{ws} は断面積、 $\dot{M}_b$ は水の流量、 X_b は乾き度、 X_0 は蒸発管出口の乾き度、 ρ_b^* は湿り蒸気の密度、 $\dot{M}_c$ は降水管流量、 V_b は蒸発管単位長当たりの体積、 l_b は蒸発管の長さ、 z は管の長さ方向の座標である。

(2) 給水ポンプタービン(BFPT)特性 ポンプ流量 $\dot{M}_F$ は出入口の給水ポンプタービン角速度 ω_F と差圧 Δp_F の関数とした。

$$\dot{M}_F = f(\omega_F, \Delta p_F) \quad \dots\dots\dots (42)$$

(3) ボイラ循環水ポンプ(BCP)特性 ポンプ流量 $\dot{M}_{BCP}$ は出入口差圧 Δp_{BCP} の関数とした。

$$\dot{M}_{BCP} = f(\Delta p_{BCP}) \quad \dots\dots\dots (43)$$

(4) スプレイ段過熱管入口流量 過熱管入口の境界($x_i=0$)での流量 $\dot{M}_i$ と比エンタルピ h_i は、前段過熱管出口流量を $\dot{M}_0$ 、スプレイ流量を $\dot{M}_{ISP}$ 、給水の比エンタルピを h_{ISP} 、前段過熱管出口の比エンタルピを h_0 とすると

$$\dot{M}_i = \dot{M}_0 + \dot{M}_{ISP} \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$h_i = (h_0 \dot{M}_0 + h_{ISP} \dot{M}_{ISP}) / (\dot{M}_0 + \dot{M}_{ISP}) \quad \dots\dots\dots (45)$$

となる。

(5) ガス分配ダンパ 再熱器ガス流量分配ダンパ開度を Z_{GD} とすると、再熱器1および再熱器2のガス流量 $\dot{M}_{r1g}$ および $\dot{M}_{r2g}$ の関係は次式で与えられる。

$$\dot{M}_{r1g} = Z_{GD} \dot{M}_{r2g} \quad \dots\dots\dots (46)$$

(6) 圧力 p^* 、比エントロピ s^* 以外の状態量ボイラおよび再熱器の物質収支と熱収支で得られた平均圧力 p^* と、伝熱面の熱収支で得られた比エントロピ分布 s_s から、他の状態量は蒸気表により求めている。

水・蒸気の比エンタルピは

$$h_s = h(p^*, s_s) \quad \dots\dots\dots (47)$$

水・蒸気の温度は

$$T_s = T(p^*, s_s) \quad \dots\dots\dots (48)$$

水・蒸気の密度は

$$\rho_s = \rho(p_s^*, s_s) \dots\dots\dots (49)$$

水・蒸気の乾き度は

$$X = X(p_s^*, s_s) \dots\dots\dots (50)$$

である。サフィックス j は、蒸発部では b 、再熱量では r である。

3. 動特性シミュレーション

3・1 シミュレーションプログラム リアルタイム動特性シミュレーションプログラムの開発では、高速化のために動特性を表現する連立非線形偏微分方程式を特性曲線法により常微分方程式に変換し、蒸気表計算はテーブルルックアップ方式にした。ボイラ・タービンモデルは図1のブロックに分割、おのおの独立したプログラムとし、非同期のリアルタスクとして走らせた。

ECは節炭器で $3 \times 3 = 9$ 分割、WWは火炉水冷壁で $18 + 3 = 21$ 分割、EVAは蒸発器で6分割、SHは過熱器で $4 \times 6 = 24$ 分割、RHは再熱器で $6 + 3 + 6 = 15$ 分割である。HPT、LPT、BFPはおのおの高圧、低圧タービン、給水ポンプである。各ブロックの入出力インタフェースは共有メモリ上に配置された状態変数で取合った。初期条件は1/4, 2/4, 3/4, 4/4負荷位置とし、起動時および上記以外の負荷位置はシミュレーション結果の整定値から求めた。動特性シミュレーションの検証は、静的には、ボイラ・タービンの性能計算結果と突き合せ、誤差はガス側の熱伝達係数で補正した。

図1 伝熱面の配置

3・2 常微分方程式への変換 2・1節で得られた連立非線形偏微分方程式(7)～(9)を特性曲線法により常微分方程式に変換する。

式(7)～(9)で

$$X = [s_1 \quad T_m \quad s_2]' \dots\dots\dots (51)$$

$$A = \begin{bmatrix} w_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w_2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (52)$$

$$U = [r_1 \quad r_m/c_m \quad r_2]' \dots\dots\dots (53)$$

とおき、ベクトルと行列で表現すると、

$$\partial X / \partial t + A \cdot \partial X / \partial x = U \dots\dots\dots (54)$$

を得る。'は転置を表す。未知関数 X の解空間 (t, x, X) における全微分の式

$$dX = (\partial X / \partial t)_x \cdot dt + (\partial X / \partial x)_t \cdot dx \dots\dots\dots (55)$$

を導入する。これは式(54)と似た形の

$$\partial X / \partial t + dx/dt \cdot \partial X / \partial x = dX/dt \dots\dots\dots (56)$$

と書き直せる。未知関数 $X = X(t, x)$ の t 方向, x 方向の方向係数をおのおの

$$\phi = \partial X / \partial t \dots\dots\dots (57)$$

$$\psi = \partial X / \partial x \dots\dots\dots (58)$$

とおくと、式(54)と(56)は

$$\phi + A \cdot \psi = U \dots\dots\dots (59)$$

$$\phi + dx/dt \cdot \psi = dX/dt \dots\dots\dots (60)$$

となる。

式(59), (60)から ϕ, ψ を互いに消去すると、

$$[dx/dt \cdot I - A] \phi = dx/dt \cdot U - dX/dt \dots\dots\dots (61)$$

$$[dx/dt \cdot I - A] \psi = dX/dt - U \dots\dots\dots (62)$$

を得る。

$$[dx/dt \cdot I - A] = 0 \dots\dots\dots (63)$$

の条件のもとで、式(61)および(62)が意味のある解をもつとき、Adj でアジョイントを表すと式(62)から

$$\text{Adj} [dx/dt \cdot I - A] [dX/dt - U] = 0 \dots\dots\dots (64)$$

が成り立つ。 dx/dt に関する固有方程式(63)の解を

$$dx/dt = \lambda_i \quad (i=1, 2, 3) \dots\dots\dots (65)$$

とすると、式(64)は

$$\text{Adj} [\lambda_i I - A] [dX/dt - U] = 0 \dots\dots\dots (66)$$

となり、この式のなかにはもはや偏微分 $\partial/\partial t, \partial/\partial x$ の項はなく、 d/dt のみで常微分方程式となっていることが判る。式(63)の A に式(52)を代入すると、

$$\begin{vmatrix} \lambda - w_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & \lambda - w_2 \end{vmatrix} = 0 \dots\dots\dots (67)$$

となり、 $\lambda = dx/dt$ であるから、この解、すなわち3本の特性曲線

$$dx/dt = w_1 \dots\dots\dots (68)$$

$$dx/dt = 0 \dots\dots\dots (69)$$

$$dx/dt = w_2 \dots\dots\dots (70)$$

が得られる。式(66)の $\text{Adj}[\lambda I - A]$ は

$$\begin{aligned} \text{Adj}[\lambda I - A] \\ = \begin{bmatrix} \lambda(\lambda - w_2) & 0 & 0 \\ 0 & (\lambda - w_1)(\lambda - w_2) & 0 \\ 0 & 0 & \lambda(\lambda - w_1) \end{bmatrix} \end{aligned} \dots\dots\dots (71)$$

となるから、特性曲線 $dx/dt = w_1$ の上では

$$w_1(w_1 - w_2)(ds_1/dt - r_1) = 0 \dots\dots\dots (72)$$

$dx/dt = 0$ の上では

$$w_1 w_2 (dT_m/dt - r_m/c_m) = 0 \dots\dots\dots (73)$$

$dx/dt = w_2$ の上では

$$w_2(w_2 - w_1)(ds_2/dt - r_2) = 0 \dots\dots\dots (74)$$

が成り立つ。 $w_1 \neq w_2$, $w_1 \neq 0$, $w_2 \neq 0$ なので、結局 $dx/dt = w_1$ の上では

$$ds_1/dt = r_1 \dots\dots\dots (75)$$

$dx/dt = 0$ の上では

$$dT_m/dt = r_m/c_m \dots\dots\dots (76)$$

$dx/dt = w_2$ の上では

$$ds_2/dt = r_2 \dots\dots\dots (77)$$

が成り立つ。並流の場合は $w_1 > 0$, $w_2 > 0$ で特性曲線は図2左のようになり、向流の場合は $w_1 < 0$, $w_2 > 0$ で特性曲線は図2右のようになる。

図2に示すように、状態量は管の長さ $x = l$ を n 分割したとき、 x_{i-1} , x_i , x_{i+1} に点 A, C, B を対応させると、状態量 s_1 , T_m , s_2 は $dx = l/n$ ごとに計算され、A, C, B 点の値が求まっている。 dt 時間後の P 点の状態量を求めるため特性曲線を引くと、始点は A, C, B ではなく、S, C, R 点を通るから、補間によってそれぞれの値を A → R, A → S, または B → R に移せば、 dt 後の P 点の値は式(75)~(77)を特性曲線 R → P, C → P, S → P に沿って積分することで求められる。負荷によってガス流量と蒸気流量が変わると、 w_1 と w_2 も変わるので、点 S, R と点 A, B のずれも大きくなる。なるべく点 S, R が点 A, B の近くになるように積分の刻み幅 dt と分割の刻み幅 dx を選ぶのがよい。

3.3 シミュレーションテスト 工場でのシミュ

図2 特性曲線

レーションテストではボイラ・タービンリアルタイムモデルをスーパーミニコンピュータ上で走らせた。シミュレーションプログラムはリアルタイムオペレーティングシステムのもとでリアルタスクとして処理させた。従来形 PID フィードバック制御装置についてはデジタル制御装置の実物を使用し、ハードワイヤのプロセス入出力装置で直接ボイラ・タービンリアルタイムシミュレータに接続するインタフェースとした。センサおよびドライブはシミュレータ側に組込んだ。

4. シミュレーション結果

5%/分の変化率で、負荷を50%から100%に上げ、再び50%に減少したときのシミュレーション結果の例を図3, 4および5に示す。これらの図の縦軸のスケールは蒸気温度のみセルシウス度°Cで示した。その他の変数のスケールは100%負荷で無次元表示した。すなわち100%負荷での値は1.0であり50%負荷での値は図の右側に示した。なお、図3~5中にプロットした記号は各カーブの識別のための印である。図3では、まず制御は一切行わず、燃料、給水、空気、過熱器スプレイ、再熱器ガスダンパを、性能計算結果にしたがって50%負荷から100%負荷まで直線的に5%/分で動かし再び50%へ戻した時の応答を示した。

燃料を増加しても、オーバファイアがないとメタルの熱容量の遅れのため、過熱器蒸気温度は下がりMWの追従性も遅い。再熱器蒸気温度がいったん上が

図3 負荷変動時のシミュレーション結果(制御なしの場合)

図 4 負荷変動時のシミュレーション結果(PID フィードバック制御)

図 5 負荷変動時のシミュレーション結果(PID フィードバック制御および予測制御)

って下がるのは、高圧タービンからの入熱の増加と、ガス分配ダンパ開度を減少させたことによるメタルを介しての入熱との差によるものである。図 4 および 5 は MW の追従性を早め蒸気温度制御を行った場合で、図 4 は PID フィードバック制御、図 5 は PID フィードバック制御に蒸気温度の予測制御を付け加えたときの結果である。この予測制御では、1 分先の負荷を予

図 6 過熱器蒸気温度分布の過渡応答

測し、別に用意した同じシミュレーションモデルを高速 (20 分の 1 の演算時間) で走らせ、温度一定となる操作量すなわち過熱器スプレイと再熱器ガスダンパ (シミュレーション時間の 1 分間では一定値をとる) を求め、これを PID フィードバック制御に加えあわせた⁽⁹⁾。これらの図にはスケールを拡大して水冷壁内の蒸気温度と比エンタルピの分布を載せている。分布は 18 分割のうち、1, 5, 10, 15, 19 の 5 点をピックアップして示した。計算は圧力と比エントロピで行ったがグラフ出力のときは比エンタルピに変換している。注目すべき点は蒸気温度を制御した図 4 および 5 で負荷を下げるとき、水冷壁出口の蒸気温度と比エンタルピにこぶが発生することである。制御なしの図 3 ではこのこぶは小さい。変圧で負荷追従性を向上させようとして、圧力の変化速度が大きいと、水冷壁出口でフラッシングが発生し比エンタルピが急激に上下する。

図 6 はスプレイ流量の 20% ステップ状増加に対する過熱器蒸気温度分布の過渡応答特性である。

5. ま と め

本論文の結果は次のように要約される。

(1) 熱力学に基づいた精密な非線形偏微分方程式を立て、ボイラ運転の広い運転域をカバーする動特性

モデルを作り、負荷によって動特性が変化するといわれるモデリング上の問題を解消している。

(2) そのため動特性モデルを表現する状態変数として、圧力と温度ではなく、圧力と比エントロピを選び、圧力と温度が独立ではない飽和領域でも共通の式を使い、大幅な負荷変動域を一組の式でカバーした。このほうが見通しもよく計算式も少なく解くのに簡単なことを示した。

(3) 厳密性を損なわずに短時間で非線形連立偏微分方程式を解くために特性曲線法を採用した。

(4) さらに蒸気表のテーブルルックアップ方式の採用で計算を高速化した。

(5) 負荷変動時ボイラ内部の過渡的挙動が計算されたので、変圧で負荷追従性を向上させようとして圧力の変化速度が大きいとき水冷壁出口でフラッシングが発生しエンタルピが急激に上下するが、この現象をシミュレーションで予測できるようになった。

付録1 基礎方程式

断面積 a 、長さ dx の体積素片について、物質収支は

$$\partial(\rho a dx)/\partial t = \rho w a - \{\rho w a + \partial(\rho w a)/\partial x \cdot dx\}$$

であるから

$$\partial(\rho a)/\partial t + \partial(\rho a w)/\partial x = 0 \quad \dots\dots\dots (78)$$

が得られる。運動量の式は

$$\begin{aligned} \partial(\rho a dx w)/\partial t + \partial(\rho a w^2)/\partial x \cdot dx \\ = \rho a + p \partial a/\partial x \cdot dx - \{\rho a + \partial(\rho a)/\partial x \cdot dx\} \\ - \zeta dx \rho a |w| w/2/d \end{aligned}$$

すなわち

$$\begin{aligned} \rho a (\partial w/\partial t + w \partial w/\partial x) + w \{ \partial(\rho a)/\partial t \\ + \partial(\rho a w)/\partial x \} = -a \partial p/\partial x - \zeta \rho a |w| w/2/d \end{aligned}$$

となるが、式(78)を用いて

$$\rho (\partial w/\partial t + w \partial w/\partial x) + \partial p/\partial x + \zeta \rho |w| w/2/d = 0 \quad \dots\dots\dots (79)$$

となる。熱収支(熱力学第1法則)より

$$\begin{aligned} \partial\{\rho a dx (u + w^2/2)\}/\partial t = \partial\dot{Q}/\partial x \cdot dx \\ + \rho a w (h + w^2/2) - [\rho a w (h + w^2/2) \\ + \partial\{\rho a w (h + w^2/2)\}/\partial x \cdot dx] \\ \partial\{\rho a (u + w^2/2)\}/\partial t \\ = \partial\dot{Q}/\partial x - \partial\{\rho a w (h + w^2/2)\}/\partial x \end{aligned}$$

となるが、比内部エネルギー u と比エンタルピ h の関係 $h = u + p/\rho$ を用いて u を消去すると

$$\begin{aligned} \partial\{\rho a (h + w^2/2 - p/\rho)\}/\partial t \\ = \partial\dot{Q}/\partial x - \partial\{\rho a w (h + w^2/2)\}/\partial x \end{aligned}$$

すなわち

$$\begin{aligned} \partial(h + w^2/2)/\partial t + w \partial(h + w^2/2)/\partial x \\ + (h + w^2/2) \{ \partial(\rho a)/\partial t + \partial(\rho a w)/\partial x \} / \rho a \\ = \partial\dot{Q}/\partial x / \rho a + \partial p/\partial t / \rho \end{aligned}$$

となり、式(78)を用いて次式が得られる。

$$\begin{aligned} \partial(h + w^2/2)/\partial t + w \partial(h + w^2/2)/\partial x \\ = \partial\dot{Q}/\partial x / \rho a + \partial p/\partial t / \rho \quad \dots\dots\dots (80) \end{aligned}$$

式(80)は熱力学的関係 $T \partial s/\partial t = \partial h/\partial t - \partial p/\partial t / \rho$ およ

び $T \partial s/\partial x = \partial h/\partial x - \partial p/\partial x / \rho$ により

$$\begin{aligned} T (\partial s/\partial t + w \cdot \partial s/\partial x) \\ + w \{ \partial w/\partial t + w \partial w/\partial x + \partial p/\partial x / \rho \} \\ = \partial\dot{Q}/\partial x / \rho a \end{aligned}$$

となるので、式(79)を用いて

$$T (\partial s/\partial t + w \cdot \partial s/\partial x) = \partial\dot{Q}/\partial x / \rho a + \zeta |w| w^2/2/d \quad \dots\dots\dots (81)$$

が得られる。

付録2 圧力計算式

付録1の式(78)、(81)と熱力学的関係 $T \partial s/\partial x = \partial h/\partial x - \partial p/\partial x / \rho$ および流量の式 $\dot{M} = \rho a w$ から

$$\begin{aligned} \partial(\rho a)/\partial t = -\partial\dot{M}/\partial x \\ T \partial s/\partial t = -w (\partial h/\partial x - \partial p/\partial x / \rho) \\ + \partial\dot{Q}/\partial x / \rho a + \zeta |w| w^2/2/d \end{aligned}$$

が得られるが、仮定により $\zeta = 0$ 、 $\partial p/\partial x = 0$ 、 $\partial a/\partial x = 0$ であるから、

$$a \partial \rho / \partial t = -\partial \dot{M} / \partial x \quad \dots\dots\dots (82)$$

$$\rho a T \partial s / \partial t = -\dot{M} \partial h / \partial x + \partial \dot{Q} / \partial x \quad \dots\dots\dots (83)$$

となる。 x 方向の平均値を*で表すと、入口 $x = x_1$ から出口 $x = x_2$ まで積分して次式を得る。

$$V d\rho^*/dt = -(\dot{M}_2 - \dot{M}_1) \quad \dots\dots\dots (84)$$

$$\rho^* V_H T^* ds^*/dt = -\dot{M}^* (h_2 - h_1) + \dot{Q}_T \quad \dots\dots (85)$$

ここに $V = \int a dx$ 、 c_s は水・蒸気の比熱である。 V_H は

$$V_H = \rho^* V + c_m \rho_m V_m / c_s$$

であり、蒸発部での水・蒸気側の熱伝達率は十分大きいとして、メタル熱容量を加えて補正を行った。

文 献

- (1) 相楽・ほか1名, 火原発, 24-12(1973), 1405.
- (2) 相楽・ほか2名, 三菱重工技報, 17-2(1980), 268.
- (3) 宮川・ほか4名, 三菱重工技報, 27-2(1990), 153.
- (4) 松村・ほか2名, 計装, 35-10(1992), 35.
- (5) 内田・ほか3名, 火原発, 40-5(1989), 579.
- (6) 小川・ほか4名, 三菱重工技報, 26-5(1989), 439.
- (7) 中島・ほか3名, 三菱重工技報, 27-1(1990), 20.
- (8) Lausterer, G., ほか1名, VGB KRAFTWERUSTECH. NIK, 65-1(1985), 26.
- (9) 磯村, 機論, 60-579, C(1994), 3904.