排熱回収ボイラの部分負荷静特性解析法*

圓 島 信 也^{*1}, 池 口 隆^{*1}A Method for Analyzing Static Performance at Part Load
in a Heat Recovery Steam GeneratorShinya MARUSHIMA^{*2} and Takashi IKEGUCHI^{*2} Hitachi, Ltd. Power & Industrial Systems R & D Laboratory
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki-ken, 312-0034 Japan

When designing a combined cycle plant, it is essential to estimate performance of the heat recovery steam generator not only at full load but also part load. The method for analyzing the part load performance presented in this paper is based on a full load heat mass balance of the combined cycle plant. Steam turbine inlet pressure, which is the base point of pressure balance, is calculated from a relationship between the pressure ratio and corrected mass flow. Pressure losses of pipes and heat exchangers are corrected by their full load pressure losses. Temperature balance is determined by correcting superheater outlet temperature, pinch point and approach point under the constraints that the area of each heat exchanger is unchangeable. This method is applied to a reheat and triple pressure heat recovery steam generator.

Key Words: Power Plant, Combined Cycle, Heat Recovery Steam Generator, Part load, Heat Mass Balance

1. 緒 言

ガスタービン(以下GTと略す)と蒸気タービン(以下STと略す)を組合せたコンバインドサイクル発電プラントでは, GT排ガスからST駆動蒸気を生成する排熱回収ボイラ(以下HRSGと略す)を備えている. HRSGは小容量プラントでは単圧形が用いられ, 発電用大形プラントでは効率よく熱回収するために複雑な再熱三重圧形が採用されるようになってきた. また, 実用化が期待される石炭ガス化コンバインドサイクルをはじめとするGTを用いた種々サイクル^{(1)~(5)}ではHRSGは不可欠な装置であり, 今後ますます用途拡大していくと考えられる.

HRSGを有する各種コンバインドサイクルでは, 定格点においてより高性能を期待できるサイクル構成を検討する必要がある. さらに部分負荷時のGT排ガス温度, 流量のもとでHRSGから発生する蒸気の温度, 圧力, 流量特性を把握しておくことは, プラントの成立性および運用性を検討するうえで極めて重要

である. しかしながら, 定格点から部分負荷に移行したときのヒートマスバランス(本論文ではヒートマスバランスは静特性を指す)性能やその解析法の公表例は少ない.

本論文では, HRSGの定格設計点のヒートマスバランスに基づいて部分負荷時のヒートマスバランスを解析する手法を提案し, 一例として再熱三重圧形HRSGの特性を解析する.

2. 定格設計点ヒートマスバランス計算

HRSGの各熱交換器は, 水・蒸気の流れの上流側から給水を予熱する節炭器, 水を蒸発させる蒸発器, 蒸気を過熱する過熱器の順に連結されている. 本論文で提案する部分負荷計算法は多重圧形の任意の熱交換器構成に対して適用可能であるが, ここでは複雑化を避けるため図1に示す単圧HRSGコンバインドサイクルを例に図2の単圧HRSG温度変化図を用いて説明する. 添字_{-d}の付いた記号は定格設計点の値を表す.

流量 G_{G-d} のGT排ガスはHRSG入口から温度 T_{GIN-d} で流入し, 過熱器出口で T_{GSH-d} , 蒸発器出口で T_{GEV-d} , HRSG出口で T_{GOUT-d} まで温度低下して大気に放出される. 一方, 水は温度 T_{WIN-d} , 圧力

* 原稿受付 1998年4月16日.

^{*1} 正員, (株)日立製作所電力・電機開発研究所 (〒312-0034 うちななか市堀口832-2).

E-mail: maru@erl.hitachi.co.jp

Fig. 1 Flow diagram of a single pressure HRSG combined cycle plant

Fig. 2 Temperature profile for a single pressure HRSG

P_{WIN-d} で供給され節炭器にて温度 T_{WEC-d} 、圧力 P_{WEC-d} の高温水となる。蒸発器にはこの高温水が供給され、圧力 P_{SEV-d} の飽和温度 T_{SEV-d} で蒸発する。蒸発器への給水温度 T_{WEC-d} は蒸発器温度 T_{SEV-d} よりもアプローチポイント温度差 ΔT_{AP-d} だけ低温に設定して蒸発を防止する。排ガスの蒸発器出口位置におけるガス温度 T_{GEV-d} と蒸気温度 T_{SEV-d} とのピンチポイント温度差は ΔT_{PP-d} である。蒸発器を出た流量 G_{S-d} の蒸気は過熱器にて温度 T_{SSH-d} 、圧力 P_{SSH-d} となる。過熱器を出た蒸気は配管圧損、放熱により ST 入口で温度 T_{ST-d} 、圧力 P_{ST-d} となり、ST を駆動し圧力 $P_{STOUT-d}$ まで膨張する。

HRSG 入口のガス流量 G_{G-d} 、温度 T_{GIN-d} 、組成は GT 側で、ST 入口圧力 P_{ST-d} は ST で、ST 出口圧力 $P_{STOUT-d}$ や給水温度 T_{WIN-d} は復水器真空度でそれぞれ決まる値であることから、既知量とする。また、HRSG については、節炭器内圧損 ΔP_{EC-d} 、節炭器出口弁圧損 ΔP_{VAL-d} 、過熱器内圧損 ΔP_{SH-d} 、過熱器出口から ST 入口までの配管圧損 ΔP_{ST-d} 、および過熱器出口から ST 入口までの配管放熱による温度低下 ΔT_{ST-d} 、熱交換器熱交換率 L_{HRSG-d} 、さらに過熱器出口温度 T_{SSH-d} 、アプローチポイント温度差 ΔT_{AP-d} 、ピンチポイント温度差 ΔT_{PP-d} を既知量とする。その

他の状態量は以下のように計算する。

過熱器出口圧力：

$$P_{SSH-d} = P_{ST-d} + \Delta P_{ST-d} \quad \dots\dots\dots (1)$$

蒸発器内圧力：

$$P_{SEV-d} = P_{SSH-d} + \Delta P_{SH-d} \quad \dots\dots\dots (2)$$

節炭器出口圧力：

$$P_{WEC-d} = P_{SEV-d} + \Delta P_{VAL-d} \quad \dots\dots\dots (3)$$

節炭器入口圧力：

$$P_{WIN-d} = P_{WEC-d} + \Delta P_{EC-d} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ST 入口温度：

$$T_{ST-d} = T_{SSH-d} - \Delta T_{ST-d} \quad \dots\dots\dots (5)$$

蒸発器内飽和温度 T_{SEV-d} は蒸発器内圧力 P_{SEV-d} から求まる。

節炭器出口温度：

$$T_{WEC-d} = T_{SEV-d} - \Delta T_{AP-d} \quad \dots\dots\dots (6)$$

蒸発器出口ガス温度：

$$T_{GEV-d} = T_{SEV-d} + \Delta T_{PP-d} \quad \dots\dots\dots (7)$$

蒸発量：

$$G_{S-d} = \frac{H_{GIN-d} - H_{GEV-d}}{H_{SSH-d} - H_{WEC-d}} G_{G-d} L_{HRSG-d} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、ガスを半理想気体とみなしてエンタルピー H_{GIN-d} 、 H_{GEV-d} は組成と過熱器入口 T_{GIN-d} 、蒸発器出口 T_{GEV-d} から求め、水・蒸気エンタルピー H_{SSH-d} 、 H_{WEC-d} は過熱器出口 T_{SSH-d} 、 P_{SSH-d} 、節炭器出口 T_{WEC-d} 、 P_{WEC-d} を基に蒸気表から求める。過熱器出口ガス温度 T_{GSH-d} は過熱器出口ガスエンタルピー H_{GSH-d} から計算される。

$$H_{GSH-d} = H_{GIN-d} - \frac{(H_{SSH-d} - H_{SEV-d}) G_{S-d}}{G_{G-d} L_{HRSG-d}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

節炭器出口ガス温度 T_{GOUT-d} は節炭器出口ガスエンタルピー H_{GOUT-d} から計算される。

$$H_{GOUT-d} = H_{GEV-d} - \frac{(H_{WEC-d} - H_{WIN-d}) G_{S-d}}{G_{G-d} L_{HRSG-d}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、蒸発器出口エンタルピー H_{SEV-d} は蒸発器内圧力 P_{SEV-d} から求め、エンタルピー H_{WIN-d} は節炭器入口 T_{WIN-d} 、 P_{WIN-d} から求まる。ST 出力は

$$W_{ST-d} = [(H_{ST-d} - H_{STOUT-d}) \eta_{ST} - \Delta H] G_{S-d} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。 H_{ST-d} は ST 入口エンタルピー、 $H_{STOUT-d}$ は排気圧 $P_{STOUT-d}$ まで断熱変化した場合のエンタルピーである。 η_{ST} は内部効率、 ΔH は排気損失であり、形式、入口の状態量により η_{ST} を、出口軸流速度により ΔH を実験的に求めた文献(6)を用いて算出した。蒸気タービンサイクル効率は次式で計算する。

$$\eta_{BT-d} = \frac{W_{ST-d}}{G_{G-d} H_{GIN-d}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

3. HRSG 伝熱計算モデル

HRSG 内の各熱交換器の伝熱面積は次式で計算する。

$$A = \frac{Q_{ex}}{h \cdot \Delta T} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 A は熱交換器伝熱面積、 Q_{ex} は交換熱量、 h は熱貫流率、 ΔT はガス側と水・蒸気側の対数平均温度差である。熱交換量および対数平均温度差はヒートマスバランスから計算される値である。熱貫流率については次式で表される。

$$h = \frac{1}{d_{out} \left[\frac{1}{\alpha_g d_{out}} + \frac{\ln(d_{out}/d_{in})}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_s d_{in}} \right]} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 α_g は伝熱管ガス側熱伝達率、 α_s は伝熱管水・蒸気側熱伝達率、 λ は伝熱管熱伝導率、 d_{out} は伝熱管外径、 d_{in} は伝熱管内径である。

α_g はフィンなし伝熱管格子群の式を用いると⁽⁷⁾、

$$\frac{\alpha_g \cdot D}{\lambda_g} = 0.36 Re_g^{0.55} Pr_g^{0.33} \left(\frac{\mu_g}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \dots\dots\dots (15)$$

基盤配列の場合

$$D = \frac{4(S^2 - \pi d_{out}^2/4)}{\pi d_{out}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

正三角形千鳥配列の場合

$$D = \frac{8(0.43S^2 - \pi d_{out}^2/8)}{\pi d_{out}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$Re_g = \frac{D \cdot U_g}{\nu_g} \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここで、

D ：伝熱管格子群の等価直径

S ：伝熱管格子群のピッチ(図3参照)

λ_g ：ガス熱伝導率

Re_g ：ガス側レイノルズ数

ν_g ：ガス動粘性係数

U_g ：ガス流速

Pr_g ：ガスプラントル数

Fig. 3 Grid of heat exchanger

μ_g ：ガスの粘性係数

μ_w ：ガス側壁面温度に対するガスの粘性係数

である。

また、円形フィン付き円管の正三角形千鳥配列⁽⁸⁾の式を用いると

$$\alpha_g = (St) \rho_g c p_g w \times 3600 \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$St \cdot Pr_g^{2/3} = 0.134 Re_g^{-0.319} (P/H)^{0.2} (P/\delta_w)^{0.1134}$$

$$Re_g = d_o w / \nu_g$$

ここで、 St はスタントン数、 ρ_g は比重、 $c p_g$ は定圧比熱、 w は流速、 P はフィンの間隔、 H はフィンの高さ、 δ_w はフィンの厚さ、 d_o は管の外直径である。

伝熱管水・蒸気側熱伝達率については、過熱器や節炭器の単相流の場合は次式を用いる。

$$\frac{\alpha_s \cdot d_{in}}{\lambda_s} = 0.023 Re_s^{0.8} Pr_s^{0.4} \quad \dots\dots\dots (20)$$

λ_s は水・蒸気熱伝導率であり、 Re_s は水・蒸気側レイノルズ数、 Pr_s は水・蒸気プラントル数である。蒸発器の場合は次式を用いる⁽⁸⁾。

$$\alpha_s = \frac{\exp(P/63)}{0.82} \left(\frac{Q_{ex}}{A} \right)^{0.75} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここで P は蒸発器内圧力である。

4. 部分負荷ヒートマスバランス計算

部分負荷時の HRSG 入口のガス流量 G_G 、温度 T_{GIN} 、組成、ST 出口圧力 P_{STOUT} 、給水温度 T_{WIN} は定格設計点の場合と同様に既知量とする。部分負荷での圧力バランスを決定する未知量は ST 入口圧力 P_{ST} および節炭器内圧損 ΔP_{EC} 、節炭器出口弁圧損 ΔP_{VAL} 、過熱器内圧損 ΔP_{SH} 、過熱器出口から ST 入口までの配管圧損 ΔP_{ST} である。さらに、温度バランスを決定する未知量は過熱器出口温度 T_{SSH} 、ピンチポイント温度差 ΔT_{PP} 、アプローチポイント温度差 ΔT_{AP} である。

ST 入口圧力 P_{ST} はタービン入口修正流量と圧力比の関係を表すだ円法則を用いると、

$$\frac{G_{ST} \sqrt{T_{ST}}}{P_{ST}} = k \sqrt{1 - \frac{1}{\gamma^2}} \quad \dots\dots\dots (22)$$

となる。上式から ST 入口圧力を求めると

$$P_{ST} = \sqrt{P_{STOUT}^2 + \frac{G_{ST}^2 T_{ST}}{k^2}} \quad \dots\dots\dots (23)$$

となる。 γ は圧力比であり、 k は定数、圧力損失は、定格点に対して流量の二乗に比例し、密度に反比例するとして次式で計算する。

$$\Delta P_X = \Delta P_{X-d} \left(\frac{G_{ST}^2 / \rho_X}{G_{ST-d}^2 / \rho_{X-d}} \right) \quad \dots\dots\dots (24)$$

ただし、 $X=EC$ のときは節炭器、 $X=SH$ のときは過熱器、 $X=ST$ のときは過熱器出口から ST 入口ま

での配管を表す。節炭器出口圧力については、式(3)では部分負荷時に節炭器内で蒸発する可能性があるため、節炭器出口弁と給水ポンプで飽和圧力より ΔP_{MARG} だけ高く圧力調整する。

$$P_{WEC} = P_s(T_{WEC}) + \Delta P_{MARG} \quad \dots\dots\dots (25)$$

ただし、 ΔP_{MARG} は与えるものとし、 $P_s(T_{WEC})$ は T_{WEC} の飽和圧力である。式(23)～(25)から ST 入口圧力と圧力損失が求まると、圧力バランスが計算される。

部分負荷では GT 排ガス温度、流量が大きく変化するため、未知量である過熱器出口温度 T_{SSH} 、ピンチポイント温度差 ΔT_{PP} 、アプローチポイント温度差 ΔT_{AP} をいかにして求め、温度バランスをとるかが問題となる。本論文では、 T_{SSH} と過熱器伝熱面積は単調増加の関係にあり、 ΔT_{PP} と蒸発器伝熱面積は単調減少、 ΔT_{AP} と節炭器伝熱面積は単調減少の関係にあり、 T_{SSH} を修正することにより過熱器伝熱面積を、 ΔT_{PP} を修正することにより蒸発器伝熱面積を、 ΔT_{AP} を修正することにより節炭器伝熱面積を定格値に一致させることができることに着目した。すなわち、各熱交換器の伝熱面積が定格設計値に合うように T_{SSH} 、 ΔT_{PP} 、 ΔT_{AP} を探索し、部分負荷時の HRSG のガス、水・蒸気温度バランスを決定する方法を用いている。再熱器を有する場合は、再熱器入口の温度が ST 出口の温度から与えられるので再熱器出口温度が未知であ

り、再熱器伝熱面積が定格設計値に合うように再熱器出口温度を探索する。

部分負荷性能計算フローを図4に示す。まず、定格設計点のヒートマスバランスを計算し各熱交換器の伝熱面積を求める。既知量を与え、未知量を初期値として与えて部分負荷を計算する。式(23)から ST 入口圧力 P_{ST} 、式(24)、(25)から配管圧力損失 ΔP_X 、式(13)から HRSG 熱交換器伝熱面積 A_X が得られる。ST 入口圧力 P_{ST} が前回のヒートマスバランス計算で得られた ST 入口圧力 P_{ST-old} と誤差がある場合は、次式で ST 入口圧力 P_{ST} を P_{ST-new} に修正し、部分負荷ヒートマスバランスを計算し直す。

$$P_{ST-new} = \alpha \cdot P_{ST} + \beta \sqrt{P_{STEX}^2 + \frac{G_s^2 T_s}{k^2}} \quad (\alpha + \beta = 1, \alpha > 0, \beta > 0) \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここで、 α と β は発散を防ぐための緩和係数である。 P_{ST} が収束し、圧力損失 ΔP_X が前回のヒートマスバランス計算で得られた圧力損失 ΔP_{X-old} と誤差がある場合は、次式で ΔP_X を ΔP_{X-new} に修正し、部分負荷ヒートマスバランスを計算し直す。

$$\Delta P_{X-new} = \alpha \cdot \Delta P_X + \beta \cdot \Delta P_{X-old} \quad (\alpha + \beta = 1, \alpha > 0, \beta > 0) \quad \dots\dots\dots (27)$$

ΔP_X が収束し、過熱器伝熱面積 A_{SH} が定格設計点計算で得られた伝熱面積 A_{SH-d} と誤差がある場合は、誤差が十分小さくなるまで T_{SSH} を修正して部分負荷ヒートマスバランスを計算し直す。 T_{SSH} を変更したことにより水・蒸気流量が変化するので、圧力バランスをとるために P_{ST} の収束計算に戻る。 A_{SH} と A_{SH-d} の誤差が十分小さくなると、蒸発器伝熱面積 A_{EV} 、節炭器伝熱面積 A_{EC} に対しても同様に ΔT_{PP} 、 ΔT_{AP} をそれぞれ修正して定格設計点の伝熱面積に合せる。すべての熱交換器の伝熱面積が収束したら、部分負荷ヒートマスバランスが得られたことになる。本論文では、 T_{SSH} 、 ΔT_{PP} 、 ΔT_{AP} の探索法としてアルゴリズムが単純で確実に解を得ることができる V 形 3 点探索法を用いた⁽¹⁰⁾。

5. 部分負荷解析例

解析したコンバインドサイクル系統を図5に示す。HRSG は高圧、中圧、低圧の3種類の蒸気を発生し高圧 ST 出口蒸気を再熱する再熱三重圧で、12 個の熱交換器で構成されている。高圧過熱器と再熱器は一次と二次に分割し、その中間に水スプレーする減温器を設けて ST 入口蒸気温度を調整可能としている。高圧、中圧、低圧蒸発器入口に弁を高圧、中圧、低圧節炭器入口に給水ポンプを設けて、給水量および節炭器圧力

Fig. 4 Calculation flow chart

Fig. 5 Flow diagram of a reheat and triple pressure HRSG combined cycle plant

Table 1 Input data

Pressure (MPa)		Temperature (°C)	
HPT Inlet	10.1	2nd HP Superheater Outlet	543
IPT Inlet	2.35	2nd Reheater Outlet	543
LPT Inlet	0.343	1st Reheater Outlet	450
LPT Outlet	0.005	1st HP Superheater Outlet	450
Pressure Loss (MPa)		IP Superheater Outlet	
HPT Pipe	0.49	LP Superheater Outlet	260
IPT Pipe	0.392	LP Economizer Inlet	60*
LPT Pipe	0.294	Feed Water	33*
		Temperature Drop (°C)	
2nd HP Superheater	0.196	HPT Pipe	5*
2nd Reheater	0.245	IPT Pipe	5*
1st Reheater	0.245	LPT Pipe	2*
1st HP Superheater	0.098	Pinch Point (°C)	
IP Superheater	0.196	HP	16
HP Economizer	0.196	IP	16
LP Superheater	0.196	LP	14
IP Economizer	0.196	Approach Point (°C)	
LP Economizer	0.196	HP	8
HP Valve	0.98	IP	8
IP Valve	0.49	LP	8
LP Valve	0.49	Water Attemperation (kg/s)	
		HRSG Heat Exchange ratio (-)	
HP Superheater	0.44	Each Exchanger	0.99*
Reheater	0.28		

を調整できるようにしている。低圧節炭器入口には低圧節炭器出口水の一部が再循環し、低圧節炭器給水温度を高めることにより結露を防止している。

表1に定格計算に必要な入力データ値を示す。*印の付いたデータは部分負荷計算においても同じ値を用いている。HRSGガス側熱伝達率計算にはフィンなし伝熱管基盤配列格子群の式(15)、(16)を用いた。その他過熱器、蒸発器の伝熱管内外径およびピッチは44, 50, 100 mm, 節炭器の伝熱管内外径およびピッチは25, 32, 75 mmとした。タービン最終段の翼長は40 inで環状面積を9.5 m²として計算した。タービン内部効率は高圧タービンで82%, 中低圧タービンで91%となった。式(26)、(27)の緩和係数は $\alpha=\beta=0.5$

Fig. 6 GT exhaust temperature and mass flow

Fig. 7 Heat exchange area

としている。減温器への水スプレー量は部分負荷時の二次高圧過熱器出口および二次再熱器出口の温度が定格設計点を越えないように各負荷で調整している。GT負荷におけるGT排ガスの温度、流量を図6に示す。GT 75%負荷以下では圧縮機入口案内翼により吸込空気量を定格の80%に減らすとして計算している。

図7に各熱交換器の伝熱面積割合を示す。ここで、式(15)のガス側壁面温度に対するガスの粘性係数を計

Fig. 8 ST efficiency and ST power

算するのに必要なガス側壁面温度は、過熱器および再熱器の場合で平均蒸気温度より 25°C 、蒸発器の場合は飽和温度より 5°C 、節炭器の場合は平均水温度より 5°C だけ各負荷において高く設定した。本図から、過熱器、再熱器の伝熱面積は小さく、節炭器、蒸発器の伝熱面積割合が大きいことがわかる。最も伝熱面積が大きいのは低圧節炭器であり、次に高圧蒸発器となっている。図8に蒸気タービンサイクル効率とST出力を示す。蒸気タービンサイクル効率について、GT 100%負荷よりもGT 75%負荷のほうが若干高いのは、図6からわかるように圧縮機吸込空気量を絞ることによりGT排ガス温度を高めているからである。GT 負荷 75%から25%の範囲でST出力はほぼ直線で低下しているのに対して蒸気タービンサイクル効率が50%で折れ曲がっているのは、式(12)のHRSG入口ガスエンタルピーを計算するとき用いている定圧比熱の温度特性によるものである。図9に各負荷のHRSG内の温度変化図を示す。GT 負荷 75%の排ガス温度が高くなる場合水スプレー量を増加して、高圧蒸気で 80°C 、再熱蒸気で 50°C 程度減温している。GT 排ガス温度の低下とともに特に二次高圧過熱器と二次再熱器での蒸気の温度上昇量が少なくなる。排ガス温度の低下が大きい熱交換器は、蒸発潜熱を必要とする蒸発器であり、特に流量の多い高圧蒸発器でのガス温度の低下が大きい。HRSG 出口排ガス温度は各負荷で 100°C 前後となるが、HRSG 入口排ガス温度が高いと低下し、HRSG 入口排ガス温度が低くなると上昇する傾向にある。GT 50%負荷以下では中圧、低圧アプローチポイント温度差が負、すなわち節炭器出口温度が蒸発器温度よりも高くなる。この状況で節炭器内で蒸発が生じないよう図10に示すように給水ポンプと蒸発器入口弁により節炭器圧力を蒸発器圧より高めている。図11に節炭器出口での給水のサブクール度を示す。本図から、節炭器内での蒸発は生じないことがわかる。図12と図13に発生蒸気量と発生蒸気圧を

(a) GT 100% load

(b) GT 75% load

(c) GT 50% load

(d) GT 25% load

Fig. 9 Temperature profile for a reheat and triple pressure HRSG

Fig. 10 Pressure drop in evaporator inlet valve

Fig. 11 Degree of subcooling

示す。高圧蒸気量はGT負荷の低下とともに減少するが、中圧および低圧蒸気量はほとんど低下しておらず、発生蒸気圧についてもGT負荷低下に伴い高圧蒸気圧は低下するが、中圧、低圧蒸気は圧力低下が小さい。これは、図9からわかるように、中圧および低圧熱交換器が存在する高圧節炭器後流の排ガス温度が負荷変動によらずほぼ同じような傾向を示すためである。

本解析例での各負荷における計算時間はHP 735(ヒューレットパッカード製)ワークステーションで約30 minである。

高圧蒸発器を例にとり、より実際に近いフィン付き千鳥配列のガス側熱伝達率算出式(19)を用いた場合と本解析例で用いた式(15)、(16)を用いた場合で熱貫流率を比べると、25%GT負荷時に1.4%の差が生じる。状態量を算出するうえでこの差の影響は小さいと考える。

Fig. 12 Steam mass flow

Fig. 13 Superheater outlet pressure

6. 結 言

HRSGの部分負荷時のヒートマスバランスを解析する手法を提案した。本手法では、部分負荷特性を直接的に求めるのではなく定格点の状態量および仕様を基準にして求めることが特徴であり、複雑な構成に対しても解を得ることができる。一例として、再熱三重圧形HRSGへ適用し、発生する蒸気の温度、圧力、流量および排ガス温度の部分負荷静特性を解析した。

文 献

- (1) 佐々木俊彦・ほか1名, 機論, **59**-565, B(1993), 2660-2665.
- (2) 圓島信也・ほか2名, 機論, **62**-593, B(1995), 333-339.
- (3) Rice, I. G., *J. Eng. Gas Turbines Power*, **119** (1997), 385-394.
- (4) Manen, A. V., *ASME*, 94-GT-278 (1994).
- (5) Briesch, M. S., *Trans. ASME, J. GT & Power*, **117** (1995), 734-741.
- (6) Spencer, R. C., ほか2名, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, (1963), 249-300.
- (7) Kern, D. Q., *Process Heat Transf.*, (1950), 130-140.
- (8) 機械学会伝熱工学資料, 改定第3版, (1975), 198-200.
- (9) 機械学会伝熱工学資料, 改定第3版, (1975), 55-65.
- (10) 嘉納秀明, システムの最適理論と最適化, (1986), 57-59, コロナ社.