536.717:621.1.013

再熱再生蒸気サイクルの最適給水エンタルピについて*

堀 昭 史**

On the Optimum Feedwater Enthalpies of Reheat
Regenerative Steam Cycle

by Akifumi HORI

This paper deals with the optimum feedwater enthalpies of reheat steam cycle with a contact heater train. The author has found that, in case two or more heaters are placed above the reheat point, the final feedwater enthalpy can be obtained through simple formulae. The calculations are developed on the basis of J.K. Salisbury's method. Calculated examples show that the change of the heat rate is rather gradual in the vicinity of the optimum feedwater enthalpies. The real optimum enthalpy value of feedwater at the outlet of the so-called "low pressure cycle" is a little lower than the optimum enthalpy value of the simple regenerative cycle, but the difference between the heat rates obtained through these optimum enthalpy values, respectively, is negligible. The optimum distribution of heater enthalpy rise through the cycle is discussed briefly. Double reheat cycle is also described.

1. ま え が き

再熱再生蒸気サイクルの熱消費率あるいは再熱圧力の選定などについては、今まで相当数の報告が発表されているが、その給水エンタルピの最適値に関しては、筆者の知る限りではそれほど多くなく、まとまったものとしては、C. D. Weir のもの⁽¹⁾があるが、その他は断片的なことがらを示したものが少数あるにとどまる⁽²⁾ようである。本報告は、J. K. Salisbury の計算方法^{(3)~(6)}を基礎とし、これを展開させることによって、混合形給水加熱器を持つ再熱再生サイクルにおける給水エンタルピの最適条件を求めたものである。また、給水エンタルピの最適値前後における熱消費率の変化をも吟味した。

2. 記 号

E : 高圧部タービンの抽気量 (1 段再熱の場合), kg/h

F : 低圧サイクル出口における給水流量 (1 段再熱の場合), kg/h

h_1 : 低圧サイクル出口における給水エンタルピ, kcal/kg

h_1^* : 低圧サイクルを一つの再生サイクルとみなし

たときの h_1 の最適値, kcal/kg

h_1^{**} : 再熱再生サイクル全体からみた場合の h_1 の最適値, kcal/kg

h_2 : 再熱再生サイクルの最終給水エンタルピ (1 段再熱の場合), 中圧部出口における給水エンタルピ (2 段再熱の場合), kcal/kg

h_2^* : 本報告によって示した h_2 の最適値 (1 段再熱の場合), kcal/kg

h_2^{**} : サイクル全体からみた h_2 の最適値 (2 段再熱の場合), kcal/kg

h_o : 復水器出口における給水エンタルピ, kcal/kg

h_s : コールド・レヒートから抽気する給水加熱器の出口における給水エンタルピ (1 段再熱の場合), kcal/kg

h_t : 低圧サイクル入口蒸気圧力に対応する飽和水のエンタルピ, kcal/kg

Δh^* : 低圧サイクルの各給水加熱器におけるエンタルピ上昇の最適値, kcal/kg

Δh_1^* : コールド・レヒートから抽気する給水加熱器におけるエンタルピ上昇の最適値 (1 段再熱の場合), kcal/kg

Δh_2^* : 最終給水加熱器におけるエンタルピ上昇の最適値 (1 段再熱の場合), kcal/kg

H_1 : 低圧部タービン入口蒸気エンタルピ, kcal/kg

H_2 : 高圧部タービン入口蒸気エンタルピ (1 段再熱の場合), 中圧部タービン入口蒸気エンタルピ

* 昭和 37 年 4 月 2 日 第 39 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 37 年 7 月 25 日.

** 正員, 電力中央研究所技術研究所 (東京都北多摩郡狹間町 岩戸 1229).

- ルピ (2 段再熱の場合), kcal/kg
- H_3 : 高圧部タービン入口蒸気エンタルピ (2 段再熱の場合), kcal/kg
- H_x : 高圧部タービン出口蒸気エンタルピ (1 段再熱の場合), kcal/kg
- H_{x1} : 中圧部タービン出口蒸気エンタルピ (2 段再熱の場合), kcal/kg
- H_{x2} : 高圧部タービン出口蒸気エンタルピ (2 段再熱の場合), kcal/kg
- m : 高圧部における給水加熱段数 (コールド・レヒートも含む)
- n : 低圧サイクルにおける給水加熱段数
- p_n : 低圧部タービン発電機出力, kcal/h
- p_r : 高圧部タービン発電機出力, kcal/h
- q : 一般にサイクルからの損失熱量, kcal/h
- Δq : q の増加分, kcal/h
- Q : 一般にサイクルへの供給熱量, kcal/h
- ΔQ : Q の増加分, kcal/h
- Q_n : 低圧サイクルに仮空のボイラから供給される熱量, kcal/h
- Q_r : 再熱再生サイクル全体に供給される熱量, kcal/h
- r : 一般にサイクルの熱消費率, kcal/kcal
- Δr : r の増加分, kcal/kcal
- r_0 : 低圧サイクルの無抽気理論熱消費率, kcal/kcal
- r_n : 低圧サイクルの熱消費率, kcal/kcal
- r_r : 再熱再生サイクル全体の熱消費率, kcal/kcal
- $t = H_c - h_c$, kcal/kg
- H_c : 排気損失を考慮しないタービン排気エンタルピ, kcal/kg
- $U = H_1 - H_c$, kcal/kg
- w_A : 第 1 図においてコールド・レヒートから抽気する給水加熱器 (第 3 図の A 参照) への抽気量が同加熱器に流入する給水流量に対して占める割合.
- w_B : 第 1 図において最終給水加熱器 (第 3 図の B 参照) への抽気量が同加熱器にはいる給水流量に対して占める割合.

3. 仮 定 条 件

解析に用いたサイクルは, 1 段再熱に対しては第 1 図, 2 段再熱に対しては第 2 図のとおりである. Salisbury と同様, 再熱点でサイクルを分割する. 区分された領域を, 1 段再熱では高圧部と低圧サイクル, 2 段再熱では高圧部, 中圧部と低圧サイクルと

し, それぞれの区域内に含まれるタービン部分を, 低圧部タービン, 中圧部タービン, 高圧部タービンと呼ぶことにする.

サイクルの各部についての仮定条件は次のとおりである. (1) 給水加熱器は混合形とする. (2) 低圧サイクルにおける各給水加熱器のエンタルピ上昇は均一とする. (3) 抽気管の圧力損失を 3% とする. (4) 再熱器および再熱蒸気管における圧力損失を 10% とする. (5) タービン発電機の効率は最近の大容量ユニットの実際値に近いと思われる値を採用した. (6) 給水ポンプ動力および圧縮による給水エンタルピの上昇は考慮しない.

4. Salisbury の計算方法

本論にはいる前に準備として, まず再熱再生サイクルに対する Salisbury の計算方法を概説する.

Salisbury はその数次にわたる論文^{(3)~(5)}によって, まず再生サイクルの熱消費率の求め方を示し, 次いで再生サイクルに再熱を付加した場合の計算方法を明らかにしている.

再生サイクルについては, 無抽気理論熱消費率をもとにし, 有限段数の抽気によつて任意の温度にまで給

第 1 図 サイクル系統線図 (1 段再熱)

第 2 図 サイクル系統線図 (2 段再熱)

水を加熱する場合の熱消費率の減少を、線図と数式とで容易に計算できるようにしている。

再熱再生サイクルの場合には、その中の低圧サイクルを一つの再生サイクルとみなし、これにちょうどトップ・プラントを設置する場合と同じ考え方で、再熱部分を付加した時の利得を計算している。

この利得 G_r は次式で表わされる。

$$G_r = \frac{r_n - r_r}{r_n} = 1 - \frac{r_r}{r_n} \quad \text{.....(1)}$$

r_n は低圧サイクルの熱消費率で次のように書ける。

$$r_n = \frac{F(H_1 - h_1)}{p_n} \quad \text{.....(2)}$$

r_r は再熱再生サイクル全体の熱消費率で、

$$r_r = \frac{(F+E)(H_2 - h_2) + F(H_1 - H_x)}{p_n + p_r} \quad \text{.....(3)}$$

ただし、 p_n , p_r の単位は kcal/h であり、したがって r_n , r_r の単位は kcal/kcal である。

G_r の生じる機構について Salisbury は次のように解析している。

一般にサイクルの熱消費率は供給熱量と損失熱量とによって次のように表わされる。

$$r = \frac{Q}{Q - q} = \frac{1}{1 - (q/Q)} \quad \text{.....(4)}$$

r の単位は r_n , r_r と同様 kcal/kcal である。

供給熱量 Q と損失熱量 q との増加分 ΔQ , Δq に対し、熱消費率の増加分 Δr が生じるとすると、

$$r + \Delta r = \frac{1}{1 - \frac{q + \Delta q}{Q + \Delta Q}} \quad \text{.....(5)}$$

r で除し、

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{1}{r \left(1 - \frac{q + \Delta q}{Q + \Delta Q} \right)} - 1 \quad \text{.....(6)}$$

これは次の形に変形される。

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{1}{1 - (r-1) \left(\frac{r}{r-1} \right) \left(\frac{q + \Delta q}{Q + \Delta Q} \right) + (r-1)} - 1 \quad \text{.....(7)}$$

この式に、

$$\frac{r}{r-1} = \frac{Q}{q} \quad \text{.....(8)}$$

の関係代入すると、

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{1}{1 - (r-1) \left\{ \frac{1 + (\Delta q/q)}{1 + (\Delta Q/Q)} - 1 \right\}} - 1 \quad \text{.....(9)}$$

復水器に捨てる熱量、すなわち損失熱量の変化がないとして $\Delta q/q = 0$ とおくと、(9) 式は次のようになる。

$$\frac{\Delta r}{r} = - \frac{(\Delta Q/Q)(r-1)}{1 + r(\Delta Q/Q)} \quad \text{.....(10)}$$

ここで、 $\Delta Q/Q$ を再熱による供給熱量の増加として考えると、(10) 式はその場合の熱消費率の減少率を示すことになる。

したがって (1) 式で定義した G_r は次式のように書くことができる。

$$G_r = - \frac{\Delta r}{r} = \frac{(\Delta Q/Q)(r_n - 1)}{1 + r_n(\Delta Q/Q)} \quad \text{.....(11)}$$

すなわち、再熱による入熱量の増加 $\Delta Q/Q$ によって得られる熱消費率の利得は (11) 式で計算できる。

(11) 式中の $\Delta Q/Q$ は次のようなものである。

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{Q_r}{Q_n} - 1 \quad \text{.....(12)}$$

ここに、 Q_n は低圧サイクルの給水出口と蒸気入口との間においた仮空のボイラから供給される熱量であり、

$$Q_n = F(H_1 - h_1) \quad \text{.....(13)}$$

Q_r は再熱再生サイクル全体における供給熱量で、

$$Q_r = (F+E)(H_2 - h_2) + F(H_1 - H_x) \quad \text{.....(14)}$$

したがって (13), (14) 式を (12) 式に代入すれば、

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{(1+E/F)(H_2 - h_2) + h_1 - H_x}{H_1 - h_1} \quad \text{.....(15)}$$

G_r は (15) 式を (11) 式に代入して、

$$G_r = \frac{\{(1+E/F)(H_2 - h_2) + h_1 - H_x\}(r_n - 1)}{(H_1 - h_1) + r_n \{(1+E/F)(H_2 - h_2) + h_1 - H_x\}} \quad \text{.....(16)}$$

r_n と G_r とから次式によって再熱再生サイクルの熱消費率 r_r を求めることができる。

$$r_r = r_n(1 - G_r) \quad \text{.....(17)}$$

以上、再熱再生サイクルについて、Salisbury の計算方法のごく大すじを説明したが、次に本題にはいたい。

5. 給水エンタルピーの最適値

サイクルの給水エンタルピーが最適条件を備えるには、サイクル出口での値が最適であると同時に、各給水加熱器の出口での値も最適の条件を具備していることが必要である。

単純な再生サイクルでは、従来いくつかの報告で示されているように、各給水加熱器のエンタルピー上昇は等分がよいとされている⁽⁷⁾。しかし再熱再生サイクルでは、蒸気の再熱という過程がはいるために、上の原則はそのままでは成立しなくなるはずであり、その最適条件を改めて吟味する必要がある。

本報告では1段再熱のほかに2段再熱の場合についても検討したので、これを分けて論ずることにする。

5.1 1 段再熱の場合

第 1 図における 1 段再熱の場合に、給水加熱系統の各点のエンタルピの内、 h_c は復水器真空度で決まり、今一定と考える。 h_s は再熱圧力で決まるが、再熱圧力の選定についてはいくつかの文献⁽⁸⁾があり、だいたいの基準が示されており、また再熱圧力がその最適値の前後に若干偏しても、熱消費率にはきわめて小さい影響しか与えないことが指摘されている⁽²⁾ので、本報告では再熱圧力はほぼ最適値の近傍にとるものとする。また低圧サイクルにおいては各給水加熱器のエンタルピ上昇が等分であるとする、ここで最適値として問題になるのは、最終出口の h_2 と低圧サイクル出口の h_1 だけである。すなわち再熱再生サイクルの熱消費率 r_r を最小にする 1 組の h_1 と h_2 が存在することが容易に想像される。

高圧部タービンの途中段落から抽気を行なわない形式もあるが、その場合には h_2 、すなわち h_s は上述のように再熱圧力で決定されるから、本論文では取扱わない。

そこで、まず h_1 , h_2 を含むパラメータで r_r を表わしてみることにする。

(11) 式と (17) 式とから、

$$r_r = \frac{r_n \{1 + (\Delta Q/Q)\}}{1 + (\Delta Q/Q) r_n} \quad (18)$$

式中の $\Delta Q/Q$ は (15) 式で表わされ、 r_n は Salisbury の原式⁽³⁾から次のように表わされる。

$$r_n = r_0 \times \left[1 - \frac{t \left\{ \left(\frac{h_1 - h_c}{nt} \right)^n (H_1 - h_1) + (h_1 - h_c) \right\}}{(U+t) \left\{ \left(\frac{h_1 - h_c}{nt} \right)^n (H_1 - h_1) + (h_1 - h_c) + U \right\}} \right] \quad (19)$$

したがって、(15)、(19) 式を (18) 式に代入すれば、 r_r と h_1 , h_2 との関係が得られるが、非常に複雑な式になる(省略)。本来はその式に対し、

$$\frac{\partial r_r}{\partial h_1} = 0 \quad (20 \cdot a)$$

$$\frac{\partial r_r}{\partial h_2} = 0 \quad (20 \cdot b)$$

とおいて解けば、 h_1 と h_2 との最適値が求められるはずである。しかるに、(20・a) 式は h_1 について高次方程式になり、一般的に解けないので、まず比較的容易に解ける (20・b) 式について次項で述べる。

5.1.1 最終給水エンタルピ h_2 の最適値

$\partial r_r / \partial h_2 = 0$ を解くには、次のように r_r の逆数をとってみると、

$$\begin{aligned} \frac{1}{r_r} &= \frac{1 + (\Delta Q/Q) r_n}{r_n \{1 + (\Delta Q/Q)\}} \\ &= 1 - \frac{r_n - 1}{r_n \{1 + (\Delta Q/Q)\}} \quad (21) \end{aligned}$$

r_n には h_2 が含まれていないから、(20・b) 式を満足させるには、

$$\frac{\partial}{\partial h_2} \left(\frac{\Delta Q}{Q} \right) = 0 \quad (22)$$

とおけばよいことがわかる。

(22) 式を解くのに、 $\Delta Q/Q$ を表わす (15) 式中の E/F を h_2 の関数として求めておかなければならない。

今、第 1 図のように再熱点以上で 2 段の給水加熱を行ない、一つはゴールド・レヒートから、他の一つは高圧部タービンの途中段落から抽気する場合を考える。

第 3 図で、ゴールド・レヒートから抽気する給水加熱器を A、次の高段のものを B で示す。

加熱器 A への抽気のエンタルピは H_x kcal/kg で、A の出口における給水エンタルピ h_s との差 $(H_x - h_s)$ kcal/kg だけ熱量を給水に与える。加熱器 B への抽気も $(H_x - h_s)$ kcal/kg に等しい熱量を給水に与えるとする。加熱器 A, B への抽気量をそれぞれの加熱器にはいる給水流量に対して w_A , w_B とすると、加熱器 A における熱つりあいから、

$$w_A (H_x - h_s) = 1 \cdot (h_s - h_1) \quad (23)$$

$$\therefore w_A = \frac{h_s - h_1}{H_x - h_s} \quad (24)$$

次に加熱器 B のまわりの熱つりあいを考えると、同様に、

$$w_B = \frac{h_2 - h_s}{H_x - h_s} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \therefore 1 + E/F &= (1 + w_A)(1 + w_B) \\ &= \left(1 + \frac{h_s - h_1}{H_x - h_s} \right) \left(1 + \frac{h_2 - h_s}{H_x - h_s} \right) \quad (26) \end{aligned}$$

第 3 図 高圧部 (1 段再熱) における給水加熱器の熱出入図

$$\therefore \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\left(1 + \frac{h_s - h_1}{H_x - h_s}\right) \left(1 + \frac{h_2 - h_s}{H_x - h_s}\right) (H_2 - h_2) + h_1 - H_x}{H_1 - h_1} \quad (27)$$

これで $\Delta Q/Q$ が求められたから, $\partial/\partial h_2(\Delta Q/Q) = 0$ とおけば, h_2 の最適値 h_2^* が求められ, 次式のようになる。

$$h_2^* = h_s + \frac{1}{2} (H_2 - H_x) \quad (28)$$

(28) 式の場合を一般化して扱ってみると次のようになる。すなわち, 現在の大容量蒸気タービンでは, 上に述べたような高圧部の途中段落の抽気を1段とする方法がとられており, 1段以上の例については実例はほとんどないようであるが, 一般的に高圧部の抽気数をコールド・レヒートも含めて m とした場合を考えてみよう。ただし, 途中段落から抽気する給水加熱器のエンタルピ上昇は等分, すなわち1個当たり, $(h_2 - h_s)/(m-1)$ とする。この場合の $\Delta Q/Q$ は次のようになる。

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\left(1 + \frac{h_s - h_1}{H_x - h_s}\right) \left\{1 + \frac{h_2 - h_s}{(m-1)(H_x - h_s)}\right\}^{m-1} (H_2 - h_2) + h_1 - H_x}{H_1 - h_1} \quad (29)$$

$\partial/\partial h_2(\Delta Q/Q) = 0$ とおくと,

$$h_2^* = h_s + \frac{m-1}{m} (H_2 - H_x) \quad (30)$$

(30) 式が (28) 式を一般化した式であり, 最終給水エンタルピの最適値はこのように簡単な式で表わされる。

(28), (30) 式をみると, h_2^* は m , H_2 , H_x および h_s だけの関数で, h_1 に無関係であるから, h_1 の値にかかわらず h_2 の最適値は常に (28) 式, 一般的には (30) 式で与えられることになる。

第4図は第1図のサイクルについて, Salisbury の

蒸気圧力: 169 kg/cm²

再熱タービン入口圧力: 30.7 kg/cm²

蒸気温度: 566/538°C

復水器真空度: 722 mmHg

$h_1 = h_1^*$

第4図 h_2 の熱消費率に及ぼす影響と h_2^*
(1段再熱)

第4図と同じ諸元

$h_2 = h_2^*$

第5図 h_1 の熱消費率に及ぼす影響と h_1^*
および h_1^{**} (1段再熱)

方法によって熱消費率を計算して h_2 による変化割合を求め, その上に (28) 式による h_2^* をプロットしたものである。計算条件の中, h_1 に対しては, 次項で触れるように, 低圧部サイクルを一つの再生サイクルとした時の最適値 h_1^* を用いた。

h_2^* 付近での熱消費率の変化は比較的ゆるやかなことがわかる。圧力・温度を変えた若干の例でも, ほぼ同様の傾向を示した。

第4図中の点線は, 実線が第1図の場合, すなわち $m=2$ であるのに対して, $m=3$ の場合であり, この場合の h_2^* の値は,

$$h_2^* = h_s + \frac{2}{3} (H_2 - H_x) \quad (31)$$

となる。したがって $m=2$ の場合よりも h_2^* は若干高い位置に移る。それとともに熱消費率もわずかに低下している。

5.1.2 低圧サイクル出口給水エンタルピ
 h_1 の最適値 h_2 が (20・b) 式だけで決まったので, h_1 の最適値は (20・a) 式で決定されることになるが, (20・a) 式は h_1 の高次方程式となり, 一般的に解くことが困難である。したがって数値計算によることにした。

第4図と同じ諸元で, h_2 には (28) 式による h_2^* を用い, h_1 を変えて計算すると第5図のようになる。

図中の h_1^* は, 低圧サイクルを一つの再生サイクルとした時の最終給水エンタルピの最適値であって, Salisbury によれば次のように表わされる。

$$h_1^* = \frac{n}{n+1}(h_i - h_c) + h_c \quad \dots\dots\dots (32)$$

これは混合形給水加熱器についてすでに指摘されているところ⁽⁹⁾と一致している。

第 5 図から r_r を最小にする h_1 の真の最適値 h_1^{**} を視察で求めると、 h_1^* よりも幾らか低い位置にあることがわかる。しかし、熱消費率の変化は h_2 の場合よりもさらにゆるやかであり、ほとんど実際には無視してよい程度であるから、たとえば熱消費率の試算を行なう場合には、 h_1^* をもって真値の代用としてもさしつかえないことがわかる。圧力・温度を変えて計算した若干の場合についてもほぼ同様の結果を示した。

5.1.3 給水加熱器エンタルピ上昇の配分 上述の結果から、第 1 図における 1 段再熱の場合の各給水加熱器のエンタルピ上昇の配分について考えてみたい。

まず低圧サイクルについて考えてみると、再生サイクルでは復水器出口からサイクル出口までの給水エンタルピ上昇を、各加熱器に等分することが最良であることはすでにあげたいくつかの文献⁽⁷⁾に報告されている。今の場合、再生サイクルに相当する低圧サイクルでは第 5 図に示したように、出口給水エンタルピの真の最適値 h_1^{**} は (32) 式の値よりも若干低いが、各加熱器に等分することが最良である点是不変⁽¹⁰⁾。したがって低圧サイクルにおける各給水加熱器のエンタルピ上昇の最適値を Δh^* kcal/kg とすると、

$$\Delta h^* = \frac{h_1^{**} - h_c}{n} \quad \dots\dots\dots (33)$$

近似的には (32) 式を用いて、

$$\Delta h^* = \frac{1}{n+1}(h_i - h_c) \quad \dots\dots\dots (34)$$

次に高圧部における 2 個の給水加熱器のエンタルピ上昇は、低圧側から順次、

$$\Delta h_1^* = h_s - h_1^{**} \quad \dots\dots\dots (35)$$

$$\Delta h_2^* = h_2^* - h_s = \frac{1}{2}(H_2 - H_s) \quad \dots\dots\dots (36)$$

として求めることができる。

(35) 式中の h_1^{**} のかわりに (32) 式の h_1^* を代入すると次式のようになる。

$$\Delta h_1^* = h_s - \frac{n}{n+1}(h_i - h_c) - h_c \quad \dots\dots\dots (37)$$

(37) 式を用いても、(35) 式を用いた場合と比べて熱消費率の差に試算などの場合には無視できる程度に小さい。

第 1 図の場合に Δh_2^* が $(1/2)(H_2 - H_s)$ 、すなわち高圧部タービンにおける蒸気エンタルピ降下の 1/2 に等しいことは興味深い。

5.2 2 段再熱の場合 筆者が知る限りでは、2 段

再熱をとったユニットは、現在すべて最終給水加熱器に一次のコールド・レヒートから抽気している。したがってこの場合は、1 段再熱について述べたのと同様に、最終給水エンタルピ h_3 は再熱圧力で決定されるから、本論文では扱わない。

高圧部タービンの途中段落から抽気する場合があるとすれば、最終給水エンタルピ h_3 は (28) 式に相当する式で求められる。

中圧部の出口給水エンタルピ h_2 については第 6 図に計算例によって熱消費率変化の傾向を示した。この場合、 h_1 には 1 段再熱の場合と同じように h_1^* を使用している。(28) 式で求めた h_2^* と第 6 図から視察で求めた真の最適値 h_2^{**} とでは、熱消費率の差がほとんどなく、1 段再熱の場合と全く同じようすを呈していることがわかる。

低圧サイクル出口の給水エンタルピ h_1 については、第 6 図と同じ条件で計算した結果を第 7 図に示したが、この場合の h_1^* と h_1^{**} との関係についても 1 段再熱の場合と全く同様であることがわかる。

したがってサイクル全体を通じての各給水加熱器におけるエンタルピ上昇の配分も、その考え方は 1 段再熱の場合と同じである。

6. 結 論

再熱再生蒸気サイクルの給水エンタルピについて解析と数値計算とを行ない、

蒸気圧力: 246 kg/cm²
一次再熱タービン入口圧力: 69 kg/cm²
二次再熱タービン入口圧力: 20 kg/cm²
蒸気温度: 538/552/566°C
真空度: 722 mmHg
 $h_1 \equiv h_1^*$

第 6 図 h_2 の熱消費率に及ぼす影響と h_2^* および h_2^{**} (2 段再熱)

第 6 図と同じ諸元
 $h_2 \equiv h_2^*$

第 7 図 h_1 の熱消費率に及ぼす影響と h_1^* および h_1^{**} (2 段再熱)

(1) 高圧部タービンからコールド・レヒートを含め m 段の抽気を行なう場合について、最終給水エンタルピの最適値 h_2^* を一般式で示し、 $m=2$ の場合について h_2^* の近辺における熱消費率の変化傾向を計算例で示した。

(2) 低圧サイクルの出口給水エンタルピについては、数値計算により、真の最適値 h_1^{**} は、低圧サイクルを一つの再生サイクルとみなした場合の最適値 h_1^* よりも若干低い位置にあること、およびその近辺における熱消費率の変化はきわめて緩慢であり、熱消費率を試算する場合には、 h_1^* で代用しても十分良好な精度が得られることを示した。

(3) 2段再熱の場合の中圧部出口給水エンタルピについても、(28) 式を用いて求めた最適値 h_2^* と真値 h_2^{**} との関係は上述の (2) と同様であることを例で示した。

(4) 再熱再生サイクル全体を通じての各給水加熱器エンタルピ上昇の配分について言及した。

本報告では給水加熱器を混合形 (もしくは pumped heater で、加熱器およびドレン冷却器のターミナル温度差を零とする場合) としたが、実際には、ドレンをつぎつぎに低圧側の加熱器に送る、いわゆるカスケード・ドレン式が多い。この場合についても検討する必

要があるが、文献 (1) によれば著しい程度の差はないようである。

実際のプラント設計では、タービンの設計・構造上あるいは経済上から抽気圧力の選択に制限を受ける場合もあると考えられる。したがって上述のように、 h_1 , h_2 などの最適値近辺のある範囲にわたって熱消費率が緩慢な変化をすることは、設計に対して有利な条件を提供するものと思う。

文 献

- (1) C.D. Weir, *Proc. Inst. Mech. Engr.*, **174**-27 (1960), 769.
- (2) たとえば,
J.E. Downs, *ASME Paper*, No. 55-SA-76; R.L. Bartlett, *Steam Turbine Performance and Economics*, (1958), 118, McGraw-Hill.
- (3) J.K. Salisbury, *Trans. ASME*, **64**-3 (1942), 231.
- (4) J.K. Salisbury, *Trans. ASME*, **71**-5 (1949), 593.
- (5) J.K. Salisbury, *Trans. ASME*, **80**-8 (1958), 1629.
- (6) J.K. Salisbury, *Steam Turbines and Their Cycles*, (1950), John Wiley & Sons.
- (7) たとえば,
岡村, 機械学会論文集, **11**-4 (昭 20), II-42; 菅原・吉川, 機械学会論文集, **23**-132 (昭 32), 599; 文献 (1) および (6).
- (8) 文献 (2) の 2 番めのもの, および
R.L. Reynolds, *Trans. ASME*, **71**-6, (1949), 701.
- (9) 谷下, 熱力学, 下巻, (昭 27), 444, 日本機械学会.
- (10) 文献 (6), 422 ページ以下.

金 属 学 会 賞 な ど 内 定

日本金属学会 (会長=日軽金社長 安田幾久男) ではこのほど昭和 38 年度の日本金属学会賞および同功績賞などの受賞者を内定。4月3日の京都大学で開く同学会春季大会において授与することになった。

日本金属学会賞は粉末冶金技術協会長の岩瀬慶三氏で、同賞は国際的に権威のあるもので、これまでの受賞者には故本多光太郎 (第1回) をはじめ、故ハロルドカーペンタ (英), 故フリードリッヘルバー (独), 村上武次郎, 故俵 国一, 故斎藤太吉, 三島徳七, 増本 量, 西村秀雄の各氏があり、岩瀬氏は第 10 人めである。

同氏は物理や金学, 化学や金学, 製造や金学など研究業績が金属工業の広範囲にわたり、なかでも三元金相論は世界各国における三元状態図論のいきづまりを開いたものとして注目されている。とくに砂鉄の研究は技術および経済上から困難とされていた砂鉄精錬について系統的に基礎研究から応用研究に発展する正攻法の実例を示したものとされている。

また「鉄鋼の組織および熱処理に関する研究」は鋼

の焼入れおよび鑄鉄黒鉛化機構に関する理論, 異常論の本性, オーステナイト時効の理論などを含め、鉄鋼学上最大の問題に対して独創的な研究である。

その他の賞はつぎのとおり。

功 績 賞

▽井垣謙三 (大阪府立大), ▽渡辺慈朗 (東北大), ▽阿部秀夫 (東大工), ▽木村啓造 (金属材料技研), ▽大谷正康 (東北大), ▽坂尾 弘 (名大工), ▽富田昌治 (新三菱重工), ▽小山敏夫 (新三菱重工), ▽足立正雄 (金属材料技研)。

第2回谷川・ハリス賞

▽門間改三, ▽錦織清治, ▽近藤正男。

第4回技術賞

▽佐藤二郎 (仙台精密材料研), ▽酒井桑三郎 (大同製鋼), ▽粉生宗幸 (中外炉工業), ▽松岡秀郎 (三菱造船), ▽坂井正盛 (理研ピストンリング), ▽宇内弥太郎 (同上), ▽柳 利次 (日本可鍛鑄鉄), ▽小林道也 (同上)。(服部 敏夫)