

# 負荷変動時の汽罐特性について

## The Boiler Characteristics Under Fluctuating Load

菅原三次\* 利部浩\*\*

### 内容梗概

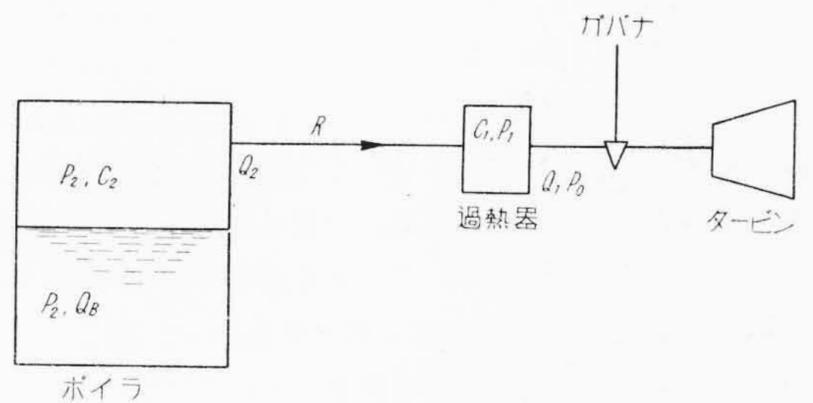
日進、月歩の汽罐の発達につれていろいろと技術的に困難な問題が生じてきているが、激しい負荷の変動を伴う汽罐に対しどのような計画をなすべきかという問題もその一つに属すると思われる。この問題については最近二、三大々的に実験調査も行われているようであるが理論的にはかなり難しい問題なのでほとんど解明されておらず現状にある。筆者はこれらに関する二、三の問題、すなわち急激な負荷変動時における汽罐圧力の変化、汽罐水位の変化、罐水循環の変化などについて考察をなしそれらにおよぼすところの諸因子を解析し、理論的な汽罐計画、運転上の安全限界を求めた。なお日立製作所と提携せる B & W においては相当はげしい負荷変動を伴う汽罐についても豊富な経験と優秀な実績を有するので最後にサイクロンスチームセパレータを有する汽罐のはげしい負荷変動状態における運転実績の一例を紹介した。

### 〔I〕 緒 言

近年負荷変動時の汽罐特性が汽罐設計上大きな問題となつてきている。20分毎に50%の負荷変動を伴うもの<sup>(1)</sup>、さらにほとんど瞬間的に無負荷状態から100%負荷をかけるような大容量高压高温汽罐<sup>(2)</sup>が実際に運転されており、断片的にそれらの実績についても報告されている。定常な運転状態と異つていろいろ複雑な現象が伴うので厳密には実験研究にまつものが多いのであるが、近似的にその特性を解析し実験と相まつて今後進むべき方向を決定することは大事な問題であると思われる。急激な負荷変動をさらに分けて考えてみれば ACC の応答を伴つて数分の範囲で変化するもの、およびほとんど瞬間的に ACC の追従を許さない数十秒あるいは数秒の範囲で変化するものとが考えられる、前者の場合においては後者に比してそれ程の危険性を伴わないので主として後者の場合についてのべてみたい。すなわち具体的にいえば一定圧力で低負荷で運転しており急激に大量の蒸気を取り出すような場合火炉側における熱供給をそれに伴つてただちに増加してやることができず、その蒸発量増加分に相当する熱量は汽罐の圧力降下による保有熱量の放出によつて補われることになる。その場合に圧力がどのように降下し、罐水循環がどのように変り、汽罐水位がどのように変化するかということについてこれから順を追つて解析を加えてみたいと思う。

### 〔II〕 負荷変動による汽罐の圧力変化

この問題に関しては今まで Rudolf Oetker ならびに Günther Schroeder<sup>(3)</sup> が水管型汽罐の実験を例にとり、式をたて、汽罐制御性の問題とともに説明しており、また寺野氏は<sup>(4)</sup>給水状態の変化も考慮して解析し実際に



第1図 ボイラタービン結線図  
Fig. 1. Schematic Drawing for Boiler-Turbine Connection Diagram

実験用汽罐で実験してよく合うことを実証している。しかし高水頭の自然循環汽罐においては、圧力降下にもなつて汽罐の各部分に発生した自己蒸発蒸気が汽罐の外部に取出され、蒸発量増加と圧力降下速度が平衡するまでにある時間的遅れを伴うこと、さらに汽罐からタービンに至るまでの間には相当の容量遅れを伴うため、若干変つてくるとと思われる。比較的長い時間内に負荷変化が起る場合にはさほどでもないのであるが比較的急激に負荷変化が生ずる場合は特にこの影響は大きい。筆者はこのようなことをも考慮して解析を加えてみた。

#### (1) 算式の誘導

第1図はその説明図を示す。図中の記号の意味は

$C_1, C_2$ : 過熱器および汽罐蒸気部の容量 (kg/at)  
ただし過熱器の中には便宜上前後の配管の容量をも含めるものとする。

$P_0, P_1, P_2$ : タービン入口、過熱器および汽罐のある時間における圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)

$Q_1, Q_2, Q_3$ : ある時間におけるタービン入口流量 (過熱器出口の流量)、過熱器入口流量 (汽罐出口流量) および汽罐入口流量 (上昇管から実際に出てくる流量) (kg/sec)

\* 日立製作所日立工場

\*\* バブコック日立株式会社

R: 過熱器, 汽胴間の抵抗 (at/kg/sec)  
便宜上汽罐からタービン入口までの抵抗はこの間に存在するものと仮定した。

計算假定

- (i) 汽胴およびタービン間の圧力降下は流量と直線的関係にある
- (ii) 負荷変動時間内において汽罐への熱供給および給水量, 温度は一定であり汽罐保有水量は著しく変化しないものとする。
- (iii) 汽罐各部の圧力および温度は同時的に変るものとする

以上の假定から明らかにつぎのような線型関係式が成立つ

$$C_1 \dot{P}_1 = Q_2 - Q_1 \dots\dots\dots (1)$$

$$RQ_2 = P_2 - P_1 \dots\dots\dots (2)$$

$$C_2 \dot{P}_2 = Q_B - Q_2 \dots\dots\dots (3)$$

$$Q_B = F(p_2) \dots\dots\dots (4)$$

ただし  $\dot{P} = \frac{dP}{dt}$ , (4) 式については取敢ず  $P_2$  の関数としてのみ表しておき後述する。つぎに基準値からの偏差を  $\Delta$  を附して  $\Delta P, \Delta Q$  のごとく表し  $\frac{\Delta P}{P}, \frac{\Delta Q}{Q}$  を無次元量  $p, q$  のごとく表すものとする。

(1) 式は微小変化に対しても成立つから

$$C_1 \dot{P}_1 = \Delta Q_2 - \Delta Q_1$$

今基準圧力を  $P \text{ kg/cm}^2$ , 最大流量を  $Q_{\max}$  で表せば

$$\frac{C_1 P}{Q_{\max}} \frac{dP_1}{dt} = \frac{\Delta Q_2 - \Delta Q_1}{Q_{\max}}$$

さらに  $\frac{C_1 P}{Q_{\max}} = T_1$  とおけば上式は

$$T_1 \dot{p}_1 = q_2 - q_1 \dots\dots\dots (1)'$$

また (2) 式は  $R\Delta Q_2 = \Delta P_2 - \Delta P_1$

$$\frac{RQ_{\max}}{P} \frac{\Delta Q_2}{Q_{\max}} = \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{P}$$

こゝで  $\frac{RQ_{\max}}{P} = r$  とおけば

$$rq_2 = p_2 - p_1 \dots\dots\dots (2)'$$

(3) 式は (1)' 式と同様な計算により

$$T_2 \dot{p}_2 = q_B - q_2 \dots\dots\dots (3)'$$

ただし  $T_2 = \frac{C_2 P}{Q_{\max}}$

次式 (4)' 式はつぎのように考えて誘導した寺野氏の式によれば循環遅れのない場合は

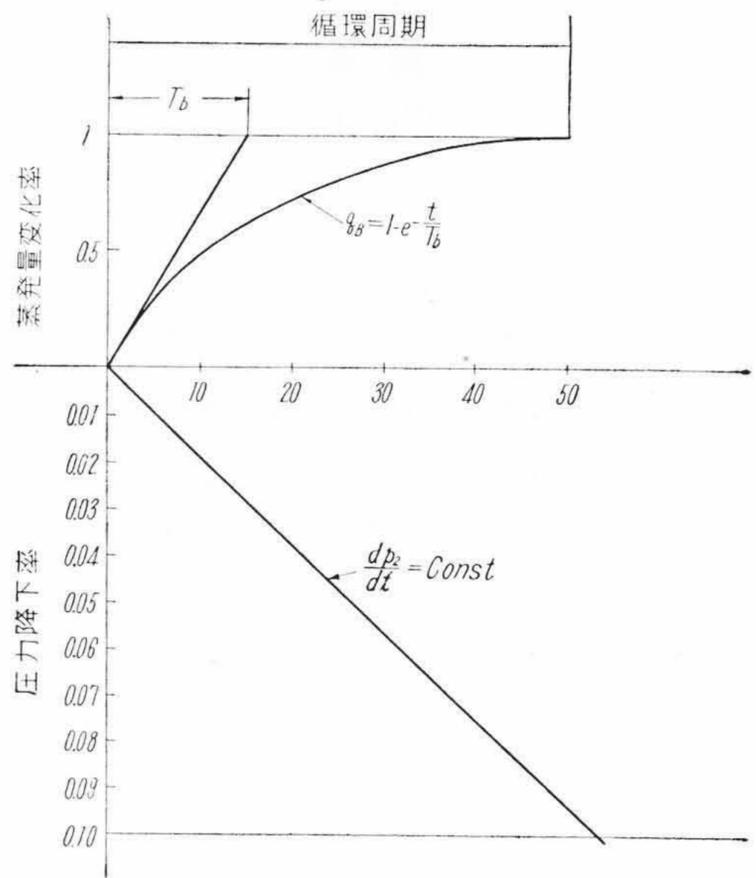
$$q_B = \frac{T_B}{\gamma - 1} \dot{p}_2$$

で表される。ただしこゝに  $T_B$  は汽罐の時定数を示す。

また  $\gamma = \frac{I_0'}{I_0''}$ ,

$$I_0' = (\text{罐水エンタルピー}) - (\text{給水エンタルピー})$$

$$I_0'' = (\text{蒸気エンタルピー}) - (\text{給水エンタルピー})$$



第2図 汽胴圧力降下速度一定の時の蒸発量変化  
Fig. 2. Change in Evaporation at Constant Pressure Drop Rate

$$\frac{T_B}{\gamma - 1} = -T_B'$$

$$-T_B' \dot{p}_2 = q_B$$

となる。この式は瞬間的に蒸発量が増加した場合に汽罐圧力は直線的に降下してゆくことを示す。しかるに前述のごとく高水頭の自然循環汽罐においては汽罐に直線的な圧力降下を与えた際はまず上昇管内に飽和温度の低下によつて自己蒸発が起り, 上昇管内の汽水混合物比重が減少して循環速度を増し発生せる自己蒸発蒸気を速やかに排出しようとする作用が働き, 罐水の循環周期だけ経た後にその圧力降下速度に相当する自己蒸発蒸気を罐外に放出し続けることになる。これについてトライアルメソッドで循環により放出される蒸気量を計算してゆくとほぼ第2図に示すごとき対数曲線で近似できる。この現象を式で示せば下記

$$-T_B' \dot{p}_2 = q_B + T_b \dot{q}_B$$

で表わすことができる。ただしこゝに  $T_b$  は循環の遅れに起因する時定数で第2図から求めるものとする。

$T_b \dot{q}_B$  はある瞬間瞬間に汽罐各部に発生した理論的な自己蒸発蒸気のうち罐内にとどまる量および自己蒸発抑制によつて罐水内に維持された熱量を相当自己蒸発量に換算したものと和を表すものである。熱平衡的には罐圧低下によつて放出される保有熱量は蒸発量の増加分として罐外に放出された熱量および罐中に蒸気またはそのまま罐水中にとどまる熱量との和であるということから (4)' 式の意味は容易に理解されることである。以上の

式をもう一度纏めてみれば

$$T_1 \dot{p}_1 = q_2 - q_1 \dots \dots \dots (1)'$$

$$r q_2 = (p_2 - p_1) \dots \dots \dots (2)'$$

$$T_2 \dot{p}_2 = q_B - q_2 \dots \dots \dots (3)'$$

$$-T_B' \dot{p}_2 = q_B + T_b \dot{q}_B \dots \dots \dots (4)'$$

タービンの蒸気流量増加  $q_1$  が判つている場合には  $T_1, T_2, T_B, T_b, r$  は汽罐の構造仕様からきまるので汽罐の圧力変化  $P_2$  は4つの連立微分方程式をとくことによつて求めることができる。

今こゝに  $\frac{d}{dt} = S$  (ヘビサイド演算子) とおいて (1)' ~ (4)' 式をさらに整理すれば計算は簡単化される。

$$T_1 S p_1 = q_2 - q_1 \dots \dots \dots (1)''$$

$$r q_2 = p_2 - p_1 \dots \dots \dots (2)''$$

$$T_2 S p_2 = q_B - q_2 \dots \dots \dots (3)''$$

$$-T_B' S p_2 = q_B + T_b q_B S \dots \dots \dots (4)''$$

以上の式を代入変形してゆけば

$$p_2 S \left\{ \frac{(r T_1 T_2 T_b) S^2 + (r T_1 T_2 + T_1 T_b + T_2 T_b)}{1 + T_b S} + r T_1 T_B' S + (T_1 + T_2 + T_B') \right\} = -q_1 \dots \dots (5)$$

のごとくなる。

(2) 実際計算例

(1) の考察を基として最近の大容量高圧自然循環汽罐について行つた実際の計算例を紹介する。

$T_B$  の計算方法は石谷氏<sup>(5)</sup>式によつた

$$T_B = \frac{(G_W C_W + G_K \cdot C_K)}{D_n \times L} \times 3600$$

- $G_W, G_K$  : 罐水保有量および罐金属部重量 (kg)
  - $C_W, C_K$  : 保有水および本体金属部の比熱 (kcal/kg°C)
  - $D_n$  : 蒸発量 (kg/h)
  - $L$  : 圧力により定まる定数で比熱のシメンジョンを有する (kcal/kg°C)
- この場合は 4,3,

- $r$  : 蒸発熱 (kcal/kg)
- $P$  : 圧力 (kg/cm<sup>2</sup> abs)
- $\theta_s$  : 飽和温度 (°C)

とすると  $L = \frac{r}{P} \frac{dP}{d\theta_s}$  で以つて表される

この時の  $T_B = 377$  秒, 給水温度 200°C として  $T_B'$  を計算すると 535 秒となる。

以上の初値を入れてまずタービン負荷が周期的に変化

する場合について周波数応答法によつて求める。

この系の総合伝達関数  $G$  は (5) 式より

$$G = \frac{p_2}{q_1} = \frac{-(1 + T_b S)}{S \{ (r T_1 T_2 T_b) S^2 + (r T_1 T_2 + T_1 T_b + T_2 T_b + r T_1 T_B') S + (T_1 + T_2 + T_B') \}} \dots \dots (6)$$

(6) 式に第1表の値をそれぞれ代入すれば

$$G = \frac{-(1 + 15S)}{S \{ (0.108 \times 23 \times 13 \times 15) S^2 + (0.108 \times 23 \times 13 + 23 \times 15 + 13 \times 15 + 0.108 \times 23 \times 535) S + (23 + 13 + 535) \}}$$

$$G = \frac{-(1 + 15S)}{S(485S^2 + 1902.4S + 571)}$$

さらに上式を因数分解して

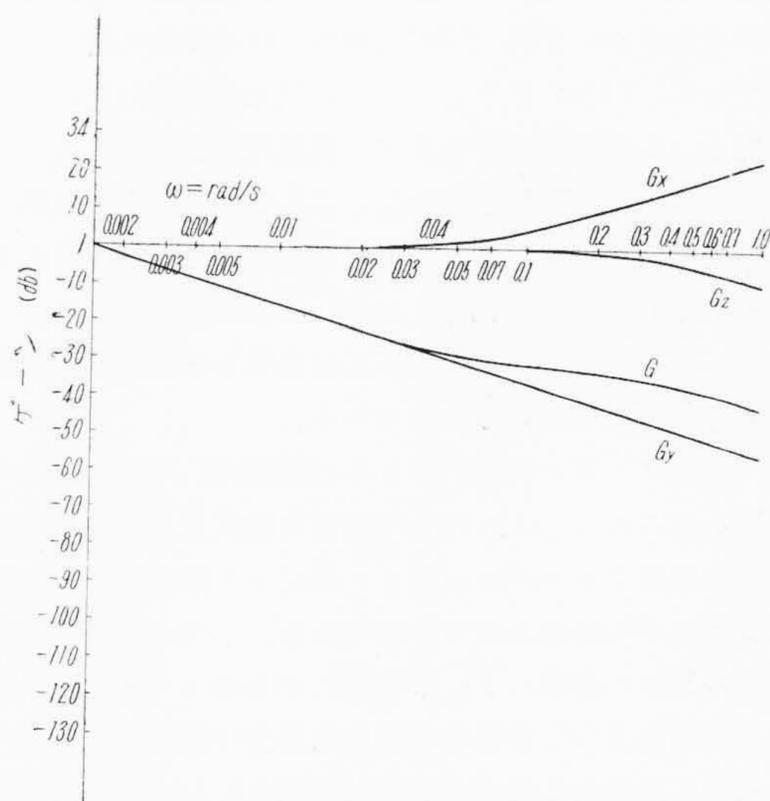
$$G = \frac{-(1 + 15S)}{670S(1 + 3.09S)(1 + 0.278S)}$$

後は常套の計算方法により上式に  $S = i\omega$  (ただし  $i =$  虚数,  $\omega =$  円振動数) を代入して

$$G = \frac{-(1 + 15i\omega)}{670i\omega(1 + 3.09i\omega)(1 + 0.278i\omega)}$$

$$G_x = (1 + 15i\omega), \quad G_y = \frac{1}{670i\omega}, \quad G_z = \frac{1}{(1 + 3.09i\omega)}$$

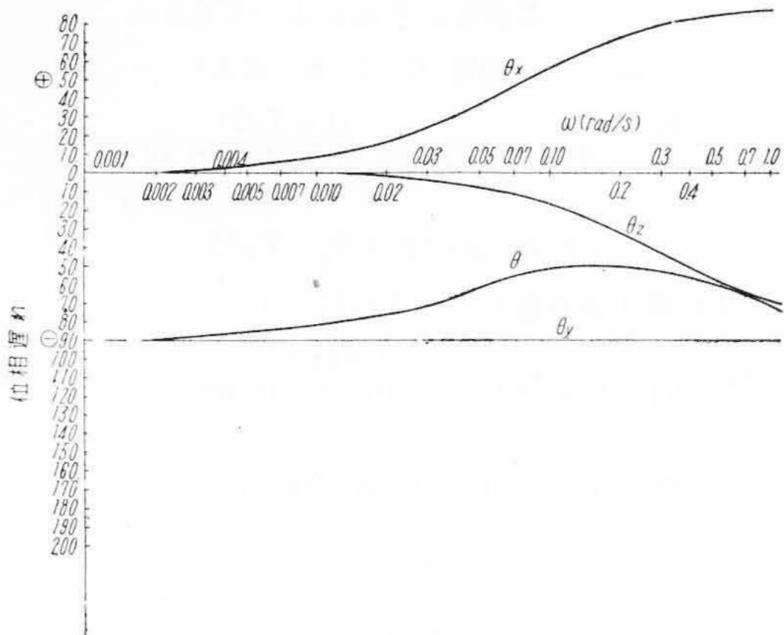
$$G_K = \frac{1}{(1 + 0.278i\omega)} \quad G = G_x, G_y, G_z, G_K$$



第3図 ボード線図(1)  
Fig. 3. Bode-Diagram (1)

第1表 汽罐の初期条件  
Table 1. Initial Conditions of the Boiler

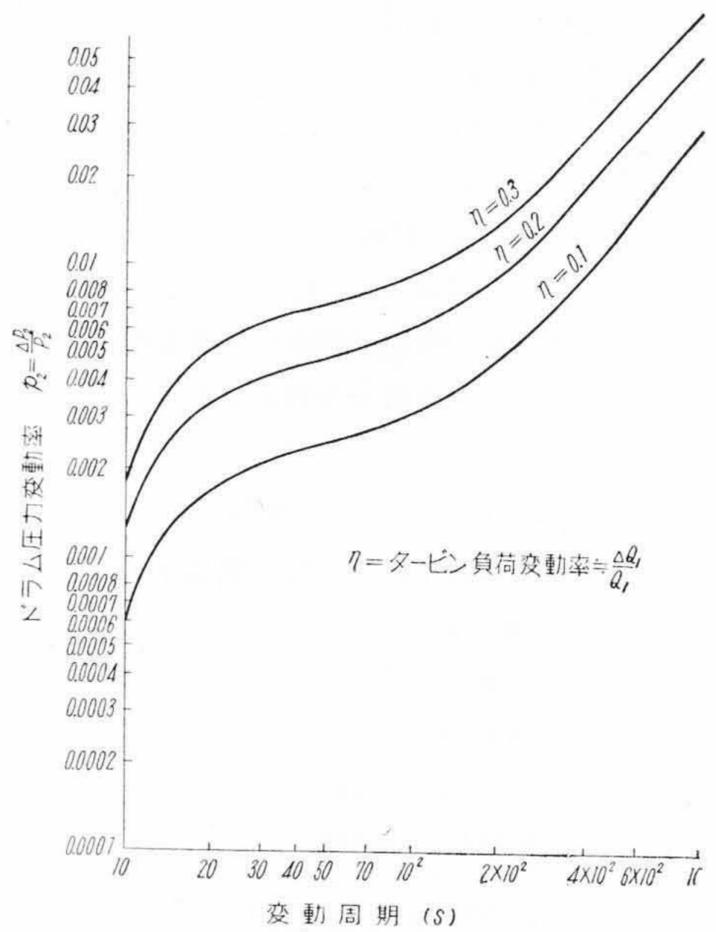
P	Q <sub>max</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	r	T <sub>B</sub>	I <sub>0</sub> '	I <sub>0</sub> ''	r	T <sub>B</sub> '	T <sub>b</sub>
98 at	255 t/h	23 秒	13 秒	0.108	377 秒	132,8 Kcal/kg	452,2 Kcal/kg	0.295	535 秒	15 秒



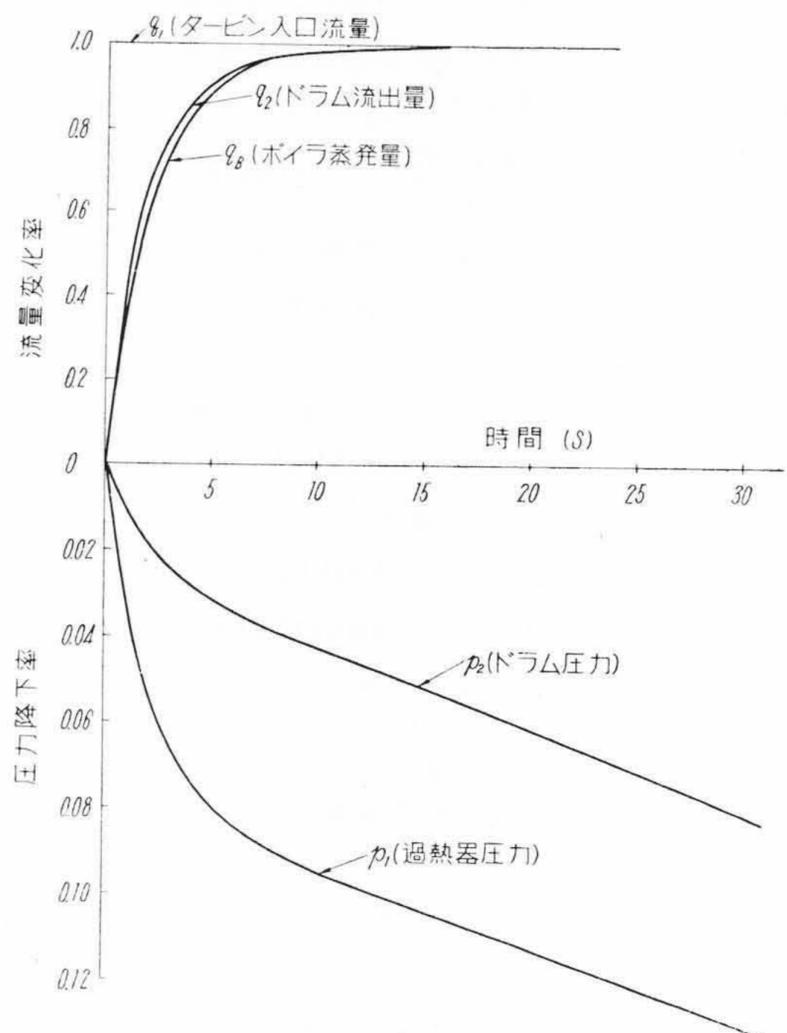
第4図 ボード線図 (2)  
Fig. 4. Bode-Diagram (2)

とてボード線図を描き図上加算すれば第3図のごとく  $G$  は求まる。また第4図はこの場合の位相遅れを示す。 $G_K$  の影響は僅少なため高周波側にしかきいてこないの第3図および第4図に示す範囲には表れて来ない。第3図のボード線図のままでは見にくいのでさらに具体的に表すため横軸にタービン負荷変動周期をとり縦軸にドラム圧力変動率をとつてタービン負荷変動率  $\eta (=q_1) = 0.1, 0.2, 0.3$  の場合を図に示せば第5図の通りとなる。ほぼ 100 at の汽罐において変動周期 4~5 分以下の場合においては  $\pm 20\%$  程度の負荷変動に対してもわずかに  $\pm 1$  at 以下しかドラム圧力が変動しないことになる。この程度の圧力変化は後述の考察方法によつて汽罐には全く危険性を伴わないことが判つた。この第一の原因は汽罐の時定数がきわめて大なること、すなわち汽罐の保有熱量がきわめて大きいことに起因するものであり、第二には汽胴からタービンに至るまでの間の容量が大きく影響しているためである。

つぎにタービン負荷がほとんど瞬間的に増加した場合であるがこれは (1)'~(4)' の微分方程式を日立製作所日立研究所のアナログコンピュータにより解析を行つた。第6図はその結果を示すものである。本図において罐水循環の遅れの影響および容量遅れの影響を考察してみる。これら2つの影響を考慮せぬ場合は前述のごとくタービンに急激な負荷上昇が起れば汽罐圧力はある傾斜を以つて直線的に降下してゆくのであるが循環遅れのみ考慮した場合には汽罐圧力は瞬間的にある圧力だけ降下し以後は時間とともに直線的に降下してゆくことになる。この瞬間的な圧力降下は循環の時定数  $T_b$  が小さい程小となる。さらにこれに途中の容量遅れの影響を加えると最初の瞬間的な圧力降下は緩和されて第6図のごとき曲線となり以後は時間とともにほぼ直線的に降下してゆく



第5図 タービン負荷周期と汽胴圧力変動率の関係  
Fig. 5. Relation of Drum Pressure Change with Cyclic Fluctuating Load



第6図 タービン流量がステップ状に変わった場合の流量および圧力変化  
Fig. 6. Indicial Response of Pressure  $p_1$ ,  $p_2$  and Steam Flow  $q_2$ ,  $q_B$

ことになる。ただし容量のある場合の直線部の圧力降下速度は容量のない場合に比して若干小さくなる。というのは圧力降下とともに途中の容器中の蒸気が膨脹して余分の蒸気を少しづつ放出しつづけるためである。

〔III〕 罐水循環

定常状態の罐水循環については今まで数多くの文献がいろいろな人達によつて研究発表されているが負荷変動時の罐水循環においては最近一、二の実験報告が出ている程度でその理論的考察についてはまだ発表されておらぬようである。それは定常状態と異り時間とともに複雑な変化を伴う項が入ってくるので簡単に解けないためと考えられる。本論文では簡単な計算方法である場合にはこれらの特性を定常時の計算と類似させて解き得ることを述べてみたい。負荷変動時の圧力変化の所でものべたごとく圧力変化と循環とは密接な関係がありさらに汽胴水位などの変化に対しても密接な関係を持つているのでこれらの関係も求めてみた。

(1) 定常状態の罐水循環

同じ負荷変動を与えても変動前の基準負荷の大小が以後の特性に大きな影響をもたらすので簡単に多数の人達によつて紹介されている定常状態の根本原理から本論に入りたい、すなわちその根本原理はつぎの通りである。

$$H(\rho_w - \bar{\rho}_m) = \Delta P \dots\dots\dots (7)$$

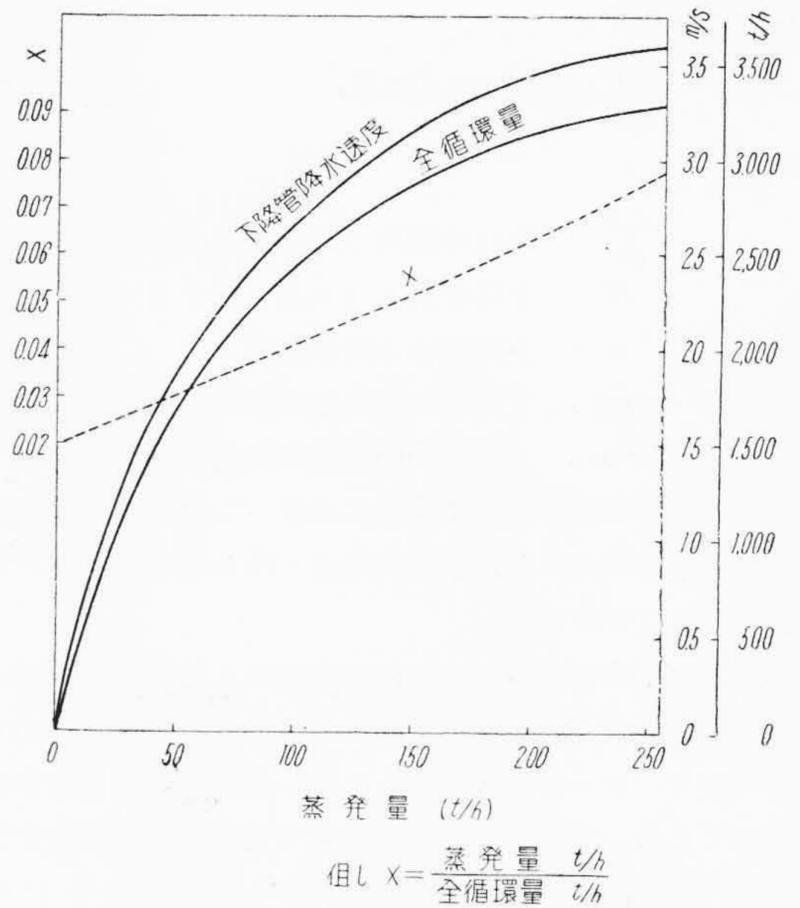
$$M_{DC} = M_{WT} \dots\dots\dots (8)$$

- ただし  $H$  : 汽罐循環系の高さ (m)  
 $\rho_w$  : 下降管内の罐水密度 ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\bar{\rho}_m$  : 上昇管内汽水混合物の平均密度 ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $\Delta P$  : 循環系中の全流動抵抗 ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $M_{DC}$  : 下降管内罐水の重量流 ( $\text{kg/sec}$ )  
 $M_{WT}$  : 上昇管内汽水混合物の重量流 ( $\text{kg/sec}$ )

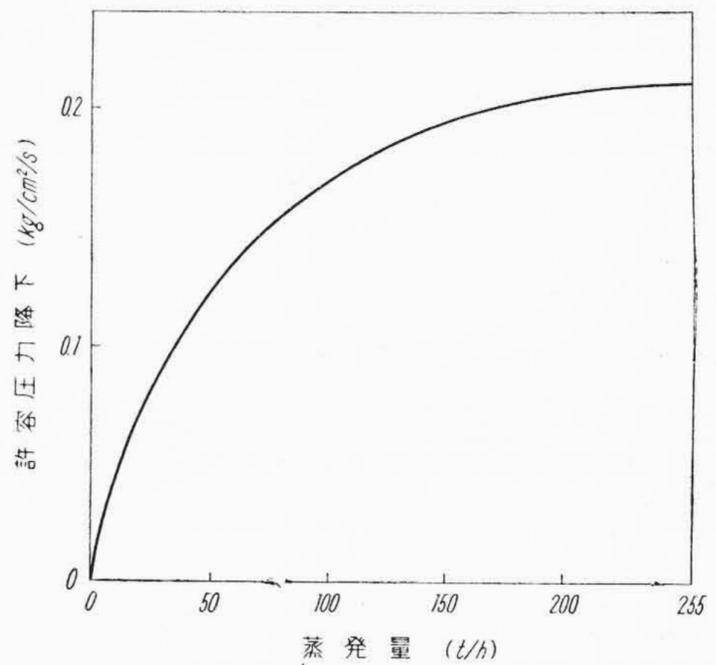
すなわち (7) (8) 式を満足する状態を求めればそれが定常状態における罐水循環を示すことになる。この計算例を第7図に示す。図中各負荷に対する循環量と下降管内降水速度および上昇管出口蒸気量の全循環量に対する重量比  $X$  が示されている。循環検討の際はこの  $X$  が問題になり、あるいはこれを体積で表わした蒸気体積率で管焼損の危険性を検討することが一般に行われている。

(2) 負荷変動時の下降管内汽泡発生の問題

負荷が急増し汽胴圧力が降下すると下降管降水中に自己蒸発による汽泡発生のおそれがある。通常の汽罐では下降管内に流入する罐水は飽和水となつている。すなわち上昇管よりの汽水混合物が汽胴内罐水を通つて外へ出てゆくものでは、汽胴内で給水が飽和温度まで加熱され



第7図 定常状態における罐水循環  
 Fig. 7. Circulation at Steady State



第8図 許容圧力降下  
 Fig. 8. Allowable Pressure Drop

その熱量に相当する。発生蒸気の一部が凝縮する。汽胴内で蒸気を給水が洗滌するときもこれと同様であり、また蒸発水管の一部が下降管として働く場合は勿論飽和温度になると考えられる。

一方罐水循環の面から考えると多少なりとも下降管で汽泡を発生することは有効な水頭を減じ、循環をある程度阻害するものと考えられる。そのため H.Petes 氏<sup>(6)</sup> や Cleve 氏<sup>(7)</sup> はつぎのような圧力降下に対する限界を考えている。考え方としては降水が下降管中を降下するにつれて水圧が増すため、その増加割合に等しい圧力降下速度であるならば飽和の状態を維持できるというのであ

る。すなわち

$$\frac{\Delta P}{\Delta t} = \frac{(H\rho_w - P_{D0})v}{H} \dots\dots\dots(9)$$

ただし

$\frac{\Delta P}{dt}$  : 単位時間当りの許容圧力降下

$H$  : 下降管高さ (=長さとする)

$v$  : 下降管中の降水速度

$\rho_w$  : 下降管中の降水の密度

$\Delta P_{D0}$  : 下降管中の全流動抵抗

この限界の計算例を第8図に示す。これにより基準負荷が大きくなるほど降水速度が遅くなるため  $\frac{\Delta P}{dt}$  が大きくなることが判る。

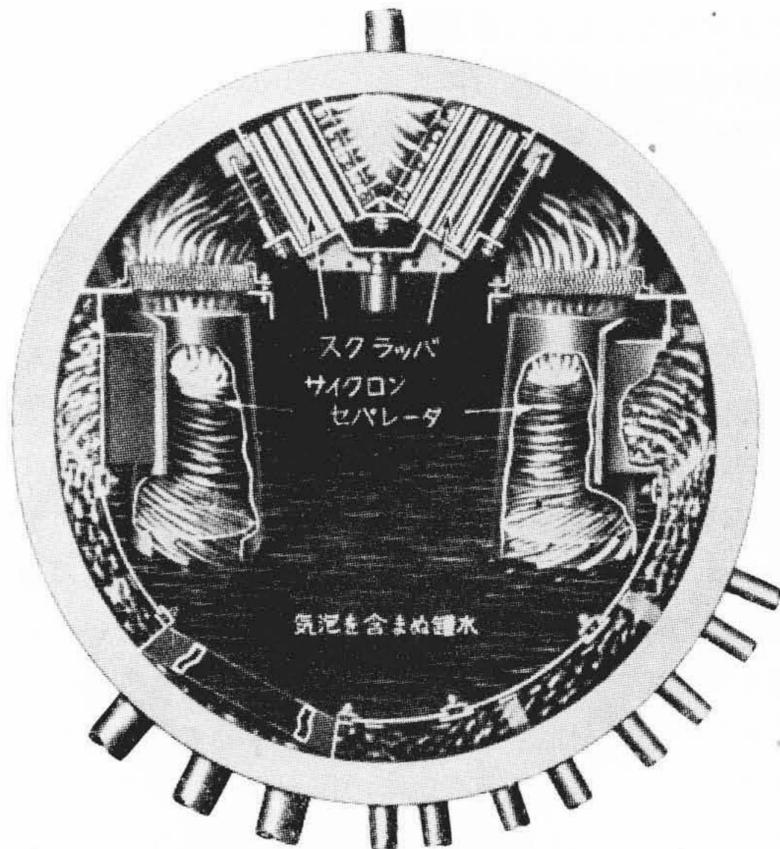
以上は下降管中の籠水が飽和温度のときであるが日立製作所設計の B & W 汽罐では汽胴内にサイクロンスチームセパレータを設置するため、上記の関係とは多少異ってくる。すなわちサイクロンで完全に蒸気と水を分離し汽胴内には分離された飽和水のみを排出するために、給水と混合した後の籠水温度は飽和温度と数度の差をもつ未飽和温度となつている。この温度差に相当する圧力差を考慮に入れた計算例を第10図に示す。すなわち1/2負荷以上では瞬時に2~3気圧程度の圧力降下を与えてもようやく飽和水になる程度で、第8図に比較して10倍以上もの圧力降下を許しうることになる。このためサイクロンをつけた汽罐は負荷変動のはげしいものに対しては最適のものであり循環の点で非常に有利になるものであるとともに後述の汽胴水位変動の点でも有利な特長を持つものであることがわかる。第11図はその実例を示すものである。

また Olof G. Hammer 氏および R. Jung 氏<sup>(8)</sup> は圧力変動時の循環状態を実験により検討して第2図に示すごとき圧力降下以上の場合でもある限界までは循環の阻害を起さぬことをたしかめた。しかし第10図に示すごとき瞬時の圧力降下に対しても汽泡を発生しないということは循環をより以上に促進せしめ急速に自己蒸発蒸気を籠外に排出しやすくするため、瞬間的な圧力降下を少なくするとともに最高水位上昇を減少する点でもサイクロンの意義は特に重要なことである。

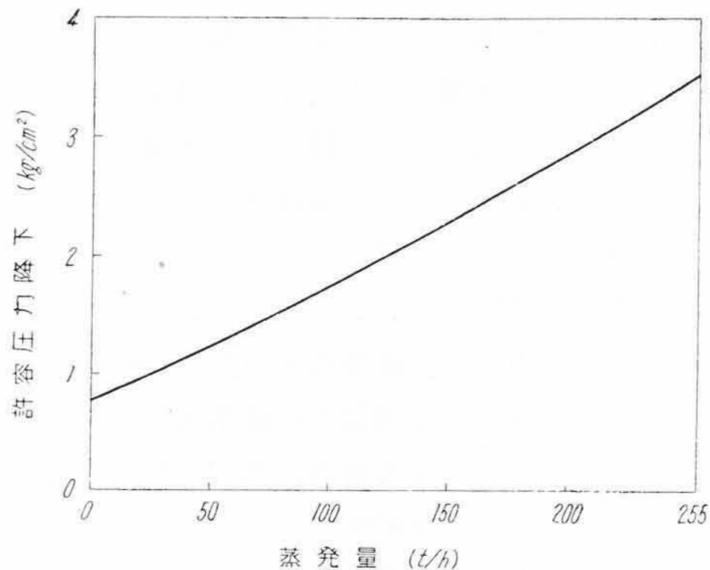
なお(9)式中で降水速度  $V$  は圧力変動によつて変わり、また飽和温度の降下につれて下降管金属部より熱放散を伴うものと考えるところこの関係は相当変つて来る。

(3) 負荷変動時の自己蒸発が循環および水位の変化におよぼす影響について

この問題は今までものべたごとく非常に複雑な現象であり厳密には容易に解き得ない問題であるかもしれない。Olof G. Hammer 氏等の実験によればほぼ圧力降下速度が一定の場合には降水速度はかなり振幅の大きい



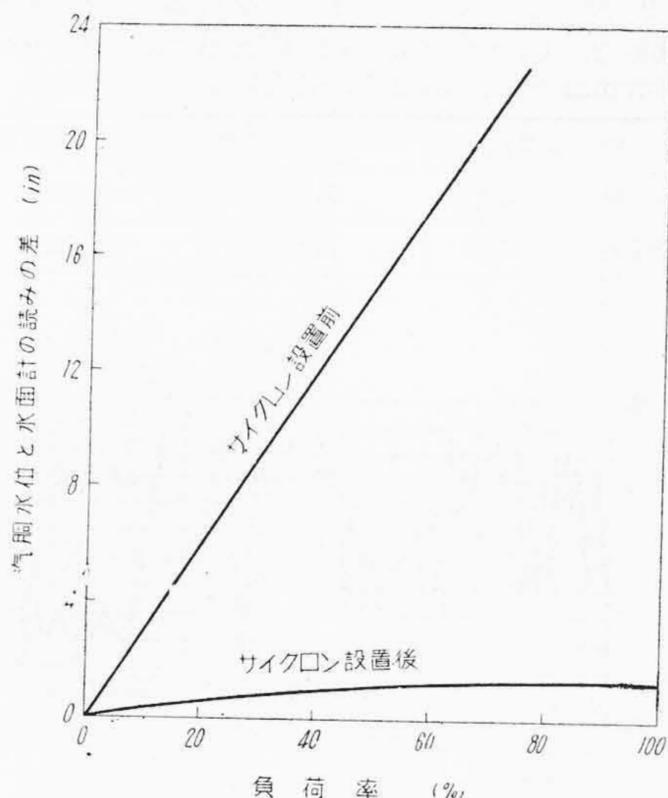
第9図 サイクロンスチームセパレータ  
Fig. 9. Cyclone Steam Separator



第10図 許容圧力降下  
Fig. 10. Allowable Pressure Drop

振動現象を呈している。そこで筆者等は概略の大きな傾向をつかむためつぎのような仮定を入れて解析を行つてみた。

- (i) 圧力は時間に比例して一次的に降下してゆくものとする。
- (ii) 蒸発量の増加割合はある時間内においては一定とみなしうる。すなわち時間とともに圧力降下による影響を多く受けた汽水混合物が汽胴に入るものとする。
- (iii) 籠水および汽罐金属部分よりの熱放散は圧力降下と同時に行われ、たゞちに自己蒸発に使われるものとする。圧力降下割合が一定ならこの単位時間当りの熱放散量もある範囲内では一定であるとみなしうる。



第11図 汽胴水位の変化  
Fig. 11. Fluctuation of Water Level

- (iv) 上昇管，下降管の金属部重量の分布は汽罐高さ方向に一様とする。
- (v) 前(7)式，すなわち循環水頭と抵抗との関係は過度的現象に対しても成立するものとする。すなわち瞬間瞬間においてこのような関係を満足しながら変つて行くものとする。
- (vi) 前(8)式の下降管と上昇管の循環量(重量)は定常時には等しいが，過度的現象には成立しない。すなわち汽水混合物の体積は圧力降下につれて増加するので，上昇管からその分だけ多く吐出されるか，あるいは下降管の速度を遅くするか，それとも二つが同時に起るか，この三つの場合が考えられるがこれは通常循環の阻害を起さぬときは全部上昇管より吐出され，さらに下降管の速度も増大することが後述の検討によりわかった。前述の Hammer 氏などの実験によつても，このことは確められている。
- (vii) サイクロンをつけた汽罐として計算する。

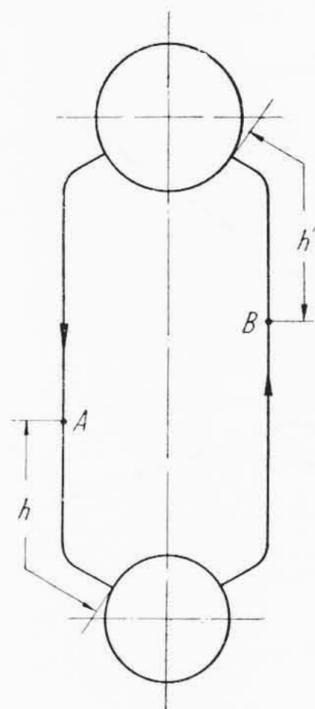
すなわち第10図に示すごときサイクロンをつけたための特性により通常考えられる負荷変動ではほとんど下降管中には気泡を発生せぬため取扱い方が非常に簡単になる。

以上の仮定のもとに  $t$  秒後の密度分布循環量を仮定してそれを循環計算により検討する。それによつて最初の仮定と合つたところを求めれば  $t$  秒後の瞬間の循環状態が求められる

(A) 循環の計算方法

(a) 下降管における密度分布

圧力降下と共に下降管の循環量も  $M_{DC}$  から  $M_{DC}'$



第12図 罐水循環説明図  
Fig. 12. Schematic Drawing of Circulation

に変化しその間降水は長さ  $h$  だけ進むとする。(第12図参照)

今変動前A点にあつた 1 kg の降水が  $t$  秒間に下降管出口まで達する間に金属部分から受ける熱量  $q$  kcal/kg は

$$q = \frac{Q}{\frac{M_{DC} + M_{DC}'}{2}} \times \frac{h}{H} \quad (\text{kcal/kg}) \dots\dots (10)$$

ただし  $Q$ : 下降管全金属部分よりの熱放散量 (kcal/h)

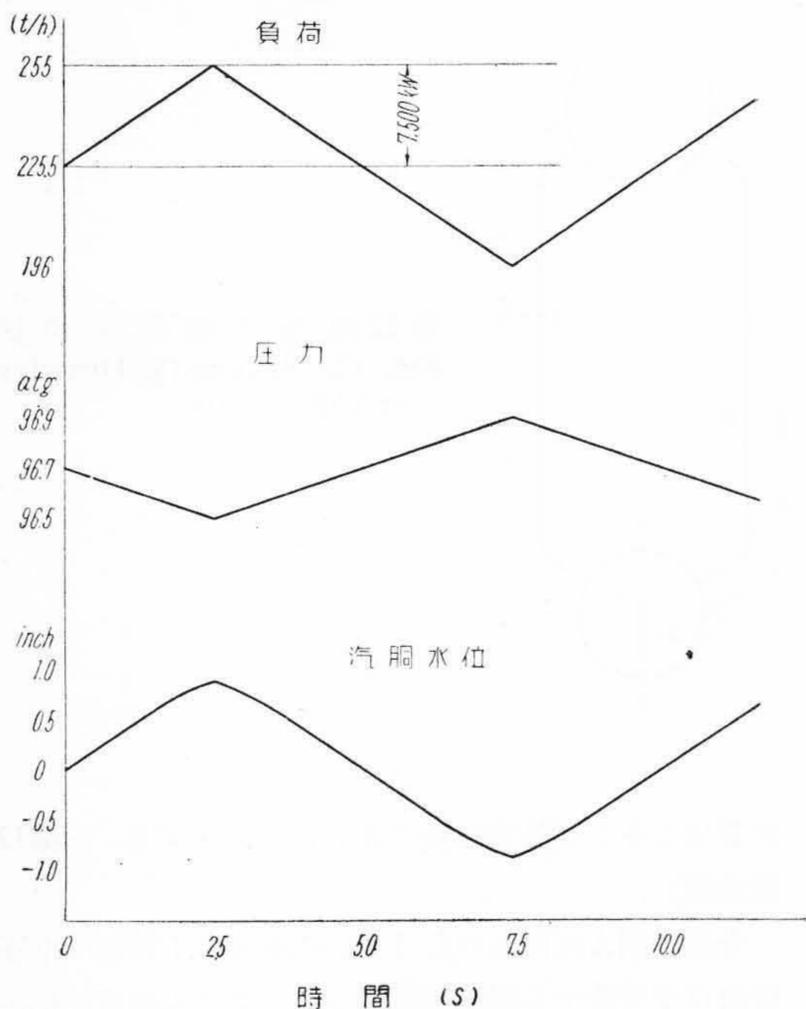
これと圧力変動前のA点における状態から  $t$  秒後の下降管出口の罐水密度  $\rho_{w'}$  が求まる。これはまた上昇管入口における罐水密度ともなる。

(b) 上昇管における密度分布

下降管の場合と大差ないが金属部分からの熱放散  $Q'$  の外に正常の加熱  $Q_0$  (一定) が加わる，圧力降下が始つて  $t$  秒間に上昇管出口循環量が  $M_{wT}$  から  $M_{wT}'$  に変わり，B点にあつた 1 kg の汽水混合物が  $t$  秒後上昇管出口に達しその間  $h'$  だけ進むとすれば， $t$  秒間に加わる熱量  $q'$  は

$$q' = \frac{Q_0 + Q'}{\frac{M_{wT} + M_{wT}'}{2}} \times \frac{h'}{H} \quad (\text{kcal/kg}) \dots\dots (11)$$

これと変動前のB点の状態より  $t$  秒後の上昇管出口の密度  $\rho_{wT}'$  が求まる。すなわち  $t$  秒後の時間には上昇管入口では前述の  $\rho_{w'}$  になり出口では  $\rho_{wT}'$  でこれより上昇管の汽水混合物平均密度が求まる。平均密度の  $t$  秒間内の変化が求まればこれにより罐水の体積増加も計算できそれによつて先に仮定した  $M_{wT}'$  が検討できる。すなわち下降管の循環量  $M_{DC}'$  を仮定することによつて上昇管の循環量および上昇管下降管の密度



第13図 負荷変動に対する圧力および水位の変化  
Fig. 13. Pressure and Water Level Change for Cyclic Load Change

分布がすべて求まる。

(c) 循環計算

前に求めた  $M_{DC}'$ ,  $M_{wT}'$ ,  $\rho_w'$  および  $\rho_{wT}'$  などにより最終的な循環計算を行う。すなわち有効水頭と抵抗がバランスすれば上記の仮定値が求める循環状態になる。缶水循環が求まれば缶外に放出される蒸気量は直ちに求まる。

(B) 変動水位の計算方法

圧力降下による  $t$  秒間の自己蒸発量総計とそのうち循環により缶外に取出された自己蒸発蒸気量との差が汽胴水位上昇の原因となる。 $T$  秒間の自己蒸発量総計を  $E'$  kg,  $T$  秒後の瞬間負荷としてとられる自己蒸発による蒸気量を  $\Delta E$  kg とすれば, 任意の  $t$  秒後における缶水体積増加  $\Delta V_t$  はつぎのようになる。

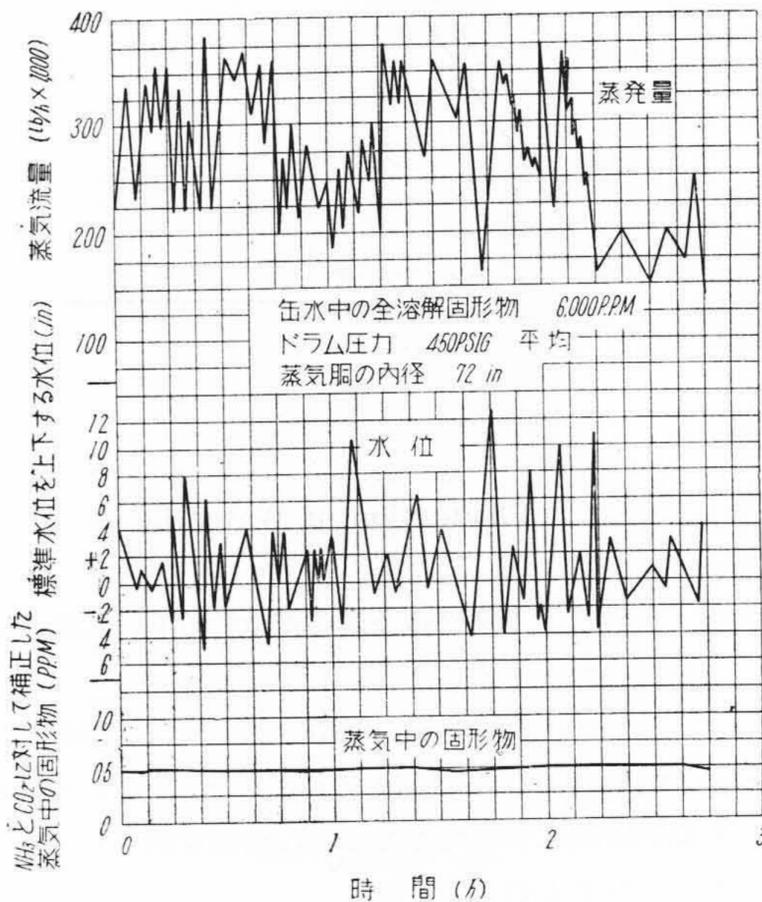
$$\Delta V_t = \frac{E'}{T} \left( \frac{1}{\rho_{st}''} - \frac{1}{\rho_{wt}''} \right) t - \frac{\Delta E t^2}{2 \rho_{st}'' T} \dots \dots (12)$$

ただし  $\rho_{st}''$  : 時間  $t$  における飽和蒸気の密度  
 $\rho_{wt}''$  : 時間  $t$  における飽和水の密度

なお圧力降下時下降管に汽泡を発生しない場合には  $t$  秒後下降管中の缶水が金属部分より受けている熱量に相当する自己蒸発量は自己蒸発量総計から差引くことになる。その際下降管中の熱量分布は  $t$  の大きさにより種々異なる。(12) 式により水位の変動は  $t$  の2次関数になることがわかる。

第2表 定常状態および負荷変動時の循環の比較  
Table 2. Comparison of Circulation Between Normal State and Load Changing State

状態	蒸発量(t/h)	上昇管出口循環量(t/h)	上昇管出口蒸気重量比
定常時	255	3,290	0.0775
負荷変動時	255	3,923	0.065



第14図 サイクロンスチームセパレータとスクラバを有するボイラにおいて蒸気の純度におよぼす負荷の変動と水位の影響

Fig. 14. Effect of Fluctuating Load and Water Level on Steam Purity with Cyclones and Secondary Scrubbers

(C) 実際計算例

蒸気圧力, 蒸発量および水位変動の計算例を第13図に示す。ただしこれには汽胴および過熱器の容量遅れを考慮していない。また負荷変動時における循環の計算例を第2表に示す。すなわち 170 t/h で運転中急に3秒間で 255 t/h まで負荷をあげた場合と定常状態における 255 t/h の循環を比較して示すものである。

すなわち第2表からもわかるごとく蒸気重量比は定常時よりも負荷変動時の方が小となり循環量を増加していることがわかる。変動時間が短く圧力降下が大きい程, 缶水の膨脹は大きくなり循環量が増大する傾向にある。したがって水位の上昇もこれとともに増し, やがて Carry Over の危険を生ずるようになる, したがって圧力降下速度が更に安定限界を越えれば Hammer 氏などの実験結果が示すごとく循環阻害の現象を起す。

〔IV〕 結 言

負荷変動時の汽籠特性については従来単に確保有熱量とか汽胴の大きさといったようなことのみ問題になっていたが、この外に籠水循環および汽籠からタービンに至る間の容量の影響が短時間負荷変化の場合特に大ききいてくることがわかった。さらに循環による遅れの時定数を小さくしてできるだけ最初の圧力降下を少くし水位の上昇を最少限におさえるためには優秀な汽水分離装置が必要であるという結論は、Carry Overを防止するという汽水分離装置本来の目的とともにこの場合は特に重要な意味を有するものである。日立製作所にて使用のサイクロンスチームセパレータは幾多の負荷変動のはげしい汽籠に使用されているが、第14図はその一実際例を示すものでその優秀な性能をよく実証している。

なお負荷変動時における蒸気温度の変動についても検討したが最近の高圧汽籠では過熱器金属部分の熱容量が大きく蒸気温度の変動はほとんど問題にならなかつた。

今回は A. C. C. の影響を考慮に入れていないが、実際の汽籠ではこれが汽籠安定化の方向に働くので、さらに安全な特性になると思う。以上一応纏め上げた結論をのべたのであるが、今後汽籠使用条件が苛酷になるにつれてこのようなあらゆる条件を考慮に入れた動特性が深く究明されねばならぬと考えている。終りに本稿を纏めるにあたって種々御指導戴いた日立製作所本社占部部

長、バブコック日立三代部長、村山課長、日立工場ボイラ設計杉沼課長ならびに解析に協力を願った日立研究所アナログコンピュータ担当者および関係者各位に紙上よりお礼を申あげる次第である。

参 考 文 献

- (1) Chadwell, O'Connor: Broadway steam plant must take 50% load swing every 20min (Power Eng'g Aug. 1953)
- (2) P. S. Dickey, P. R. Loughin: Design for fluctuating load (Electrical Eng'g May. 1954)
- (3) Rudolf Oetker R Günther Schroeder: Die Regelbarkeit des Druckes von Dampferzeugern (B. W. K. Nov. 1951 Nv. 11)
- (4) 寺野寿郎: ボイラの過度特性について (機論, 第19巻 88号)
- (5) 石谷清幹: 自動燃焼制御装置とボイラ (計測, 第4巻 第1号 1954)
- (6) H. Peters: Stetigkeit des Wasserumlaufes bei fallendem Kesseldruck (Wärme Jg. 63 1940 S453~6) (石谷: ボイラの水循環 P.26 参照)
- (7) Cleve, K: Der Einfluß von Druckabsenkungen auf die Betriebssicherheit von Wasserrohrkesseln mit Naturumlauf (Rheinmetall-Bonsig-Mitteilungen, (942, Heft 15)
- (8) Olof G. Hammer and R. Jung: Das Verhalten des Naturumlaufes in Wasserrohrkesseln bei fallendem Kessel druck (B. W. K. Bd. 7. H. 1 S 1~10)

製 品 紹 介

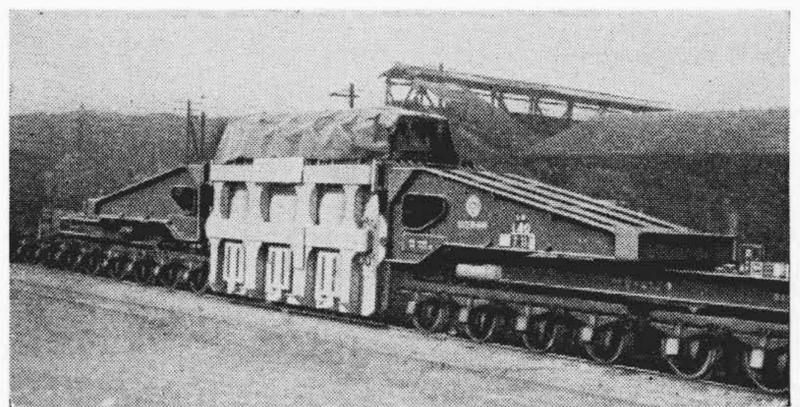
大 型 変 圧 器 の 組 立 輸 送

Transportation of Large Capacity Transformer as Assembled

火力発電所用の変圧器を組立輸送し得るか否かは国鉄の輸送限界で決定される場合が多い。組立輸送し得る限界は設計の進歩、特殊貨車の製作によつて大幅に拡大された。写真はその一例として東京電力新東京発電所納入の 81,000 kVA 三相変圧器の輸送姿を示す。本変圧器は低圧巻線を高圧巻線の内側および外側に同心円的に配置した二分巻線構造を採用することにより、鉄心の高さを低くし、本体のタンクおよびカバーを使用しシキ140号特殊貨車により組立輸送を行つた。

本変圧器の仕様は下記の通りである。

型 式 AFOC-3YCP  
屋外用送油風冷式窒素封入型制振遮蔽付



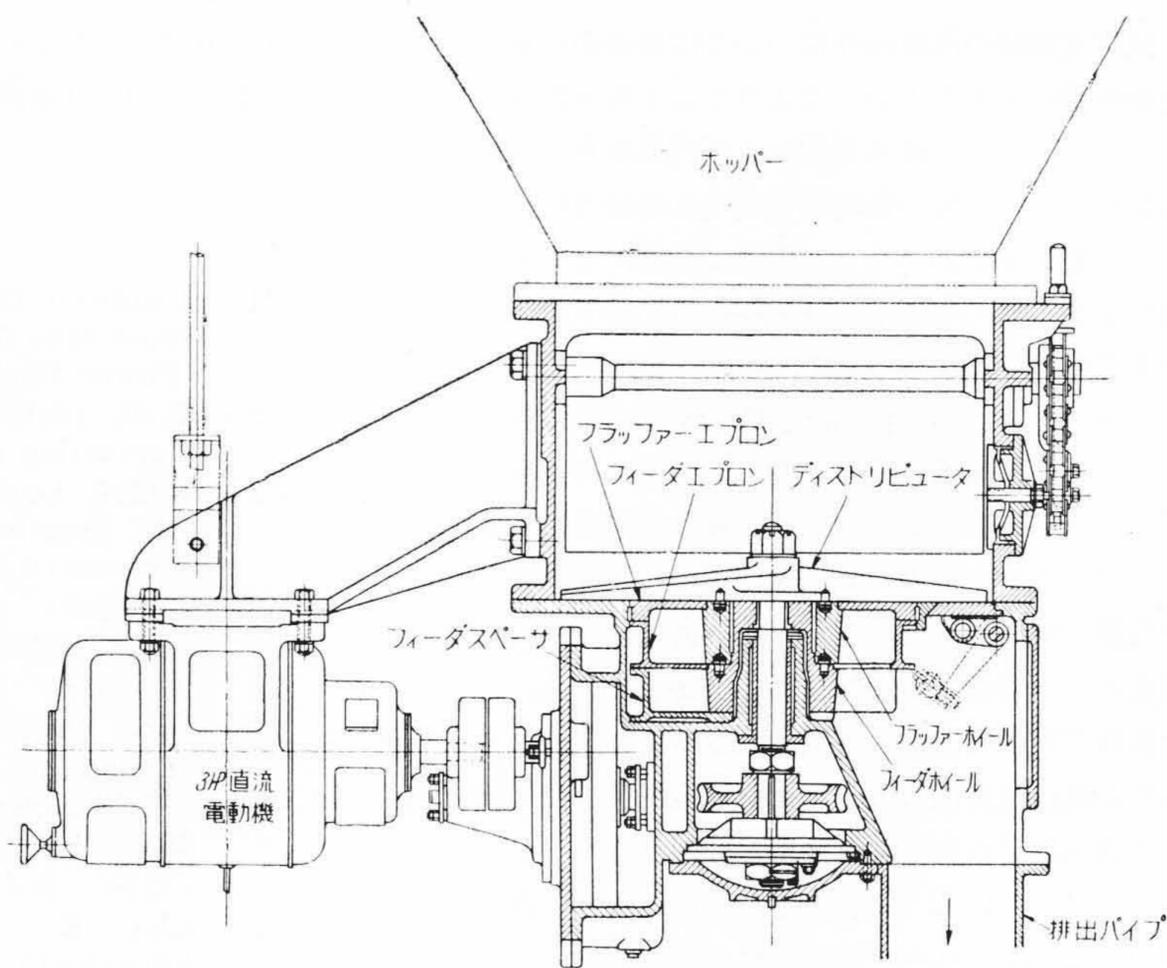
第1図 81,000 kVA 変 圧 器 の 輸 送 姿  
Fig. 1. 81,000 kVA Transformer in Transit

出 力	81,000 kVA
相 数	3
電 圧	一次 12.6 kV
	二次 66-63-60 kV
結 線	一次 △
	二次 人
周波数	50~

ベーレ式微粉給炭機  
Bailey Type Feeders

本機は多年にわたりセメント工業、汽罐用に用いられその給炭量の一定なること、石炭空気の混合物の適正な均一量が得られることなど、その性能の卓越していることは既に各界から充分認められているものである。

その構造は図に示す通り遮断扉付ホッパーが微粉貯蔵槽に取付けられ、その下に給炭機が取付けられる。給炭機に入った石炭は回転する二本の腕を持つディストリビュータで切込まれ、その下にあるフラファーエプロンの開口部を経て回転するフラファーホイールの仕切内に落下する。さらにフィーダエプロンの開口部をへて回転するフィーダーホイールで送り出され、スペーサ中のポートを通して排出パイプに至り、ここで微粉炭は一次空気と混合してバーナに送られる。フラファーホイールはフィーダーホイールより容量が大となつている。したがってフラファー内の石炭の全部はフィーダーホイールへ落ちこまないでフィーダーホイールには微粉炭の最初の密度の如何にかかわらず常に均一なる密度のもので満されることとなる。



第1図 ベーレ式微粉給炭機  
Fig. 1. Bailey Type Feeders

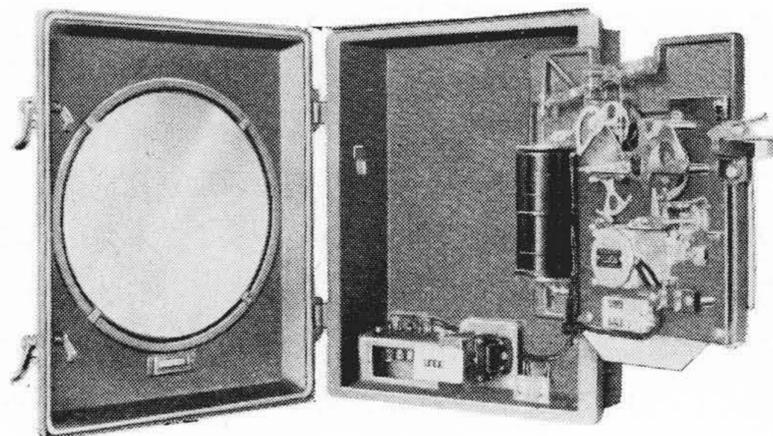
り給炭量の正確な計器としても使用される。その誤差は±2%内であり、給炭量はフィーダの回転数の変化で調節され、最大容量は8t/hのものである。

本機の磨耗部分に対しては耐磨耗材を使用し、さらに特殊な加工を施してあり、また回転部分の軸受に対しては微粉が入らないよう特別な考慮がなされている。電力消費量は石炭1tにつき0.3kW毎時となる。

FLI-A型、FLQ-A型 流量計

Type FLI-A Flow Meter

本計器は従来のFLI、FLQ型電気誘導式流量計の改良型で取扱容易、構造堅牢、性能向上を目的として製作したものである。図に示すように内部機構を扉形に引出せる構造とし取扱、点検を便利にしている。可動部軸承にはナイフエッジを使用し摩擦を少くするとともに指示計の指示角を270°の広角目盛とし性能向上を計っている。積算計は内蔵型とし、積算機構部を従来のものより大きくし構造を堅牢にすると共に精度の向上を計っている。本器は既に富士製鉄広畑工場等各方面に納入し好評を得ている。



第1図 FLI-A型 流量指示計内部  
Fig. 1. Interior View of Type FLI-A Flow Meter