

# D → 最近のドイツ技術

## ユニット式発電所における脱気器の変圧運転

### Degasification of Boiler Feed Water Fluctuating Pressure

#### I. ま え が き

最近の汽力発電所では、経済性と運転の信頼性との見地から、ユニット方式が採用されている。ユニット式でない場合には、脱気器は一定圧力で運転されなければならないが、ユニット式の場合にはその必要はない。この場合には、脱気器は、タービンの抽気装置として働くから、その圧力は、タービンの出力変動に基づく抽気圧力とともに変動する。このような運転方法によれば、定圧脱気の場合よりも、発電設備の熱効率を高めることができるので、多くの発電所で変圧脱気が採用されている。

#### II. 変圧脱気による熱効率の改善

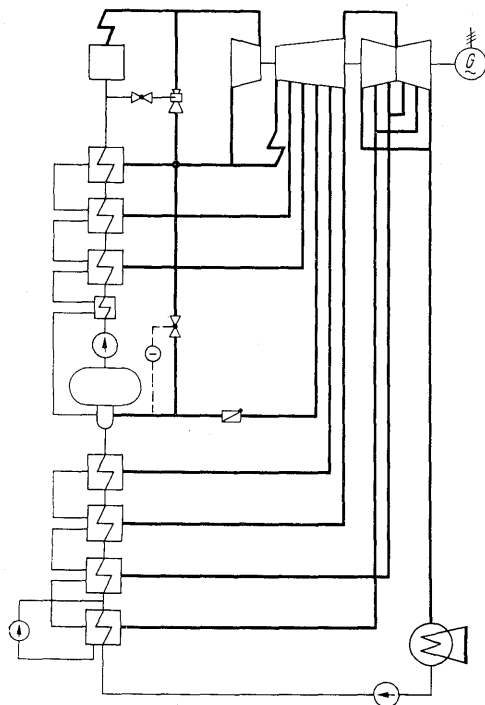
変圧脱気の場合には、定圧脱気で生じる抽気の絞りや停止がないので、定性的にみて、熱効率が高いことは明らかである。

比較のために出力 150MW のユニット式の設備について、第 1 図のような変圧脱気の場合と第 2 図のような定圧脱気の場合とを考える。条件はこの程度の設備に普通

用いられる値として、次のようにえらぶ。

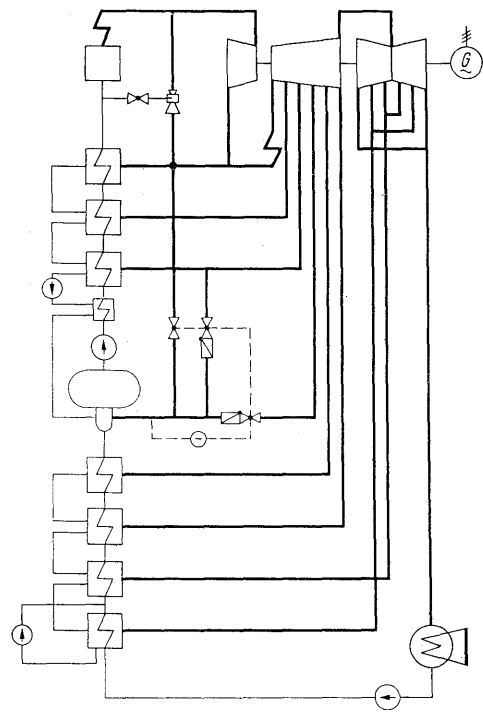
入口蒸気条件	181 kg/cm <sup>2</sup>	530℃
再熱蒸気条件	38/35 kg/cm <sup>2</sup>	530℃
ボイラ給水温度	約 246℃	
抽気段数	8	
復水器圧力	0.05 kg/cm <sup>2</sup>	

脱気器の運転圧力は、定圧脱気の場合には、70~100% の出力範囲で、すべての抽気が停止しないように選ぶ。部分負荷では、タービンの抽気圧力はその蒸気流量に比例して下がり、定圧で運転している脱気器は、さらに上の抽気点から蒸気を供給しなければならない。このときは抽気が絞られるために、熱効率は低下する。第 3 図は変圧脱気と定圧脱気の熱効率の差を示している。たとえば 100% 出力では抽気の絞りによって定圧脱気の方が、約 0.15% だけ効率が低い。この差は出力が低くなるにつれて小さくなるが、70% で抽気点が切りかえられるので大きな損失が生じる。二つの切りかえ点(70% と 32% 出力)では、絞り損失の他に抽気停止による再生サイクル効率の低下がおり、その値はそれぞれ 0.15%



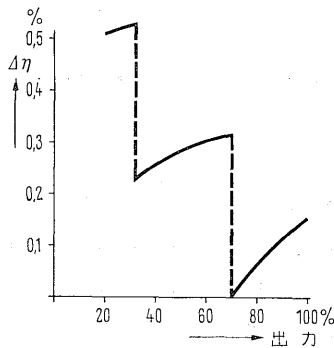
第 1 図 変圧脱気器をもつ再熱式ユニット

Fig. 1. Reheatsystem power unit with fluctuating pressure deaerator



第 2 図 定圧脱気器をもつ再熱式ユニット

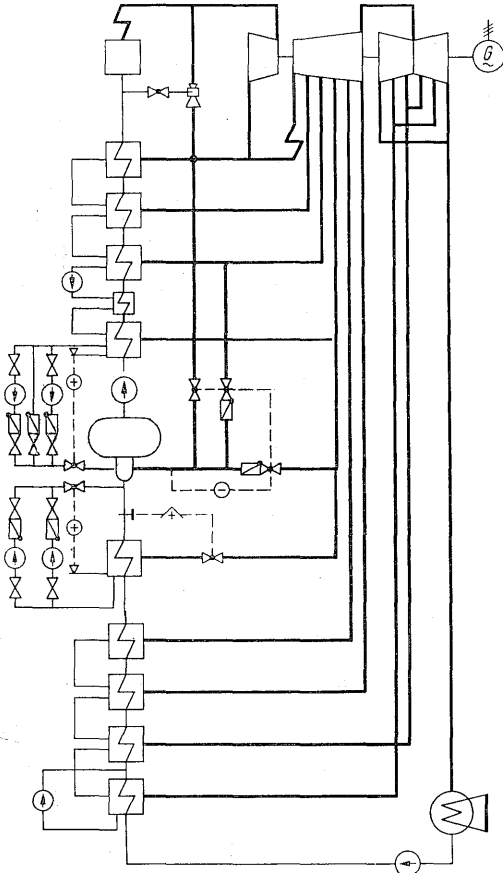
Fig. 2. Reheatsystem power unit with constant pressure deaerator



第3図 変圧脱気と定圧脱気の熱効率の差

Fig. 3. Thermal efficiency difference between constant and fluctuating deaeration

と 0.35% である。いま、最低負荷を 35% とし、100% 負荷までの各負荷における運転時間が等しいとすれば、100% 負荷で年間 6,000 時間の運転に相当し、利用率は 68.5% となる。このときの平均熱効率差を第3図から求めると 0.174% となる。150MW ユニットの熱消費率を 2,350 kcal/kWh, 燃料単価を 10<sup>6</sup> kcal あたり 10 DM とすれば、この平均効率の差による年間燃料費の増加は 36,700 DM に相当する。



第4図 定圧脱気の場合の効率改善法

Fig. 4. Thermal efficiency improvement of constant pressure deaeration

第4図のような方法によれば、脱気器を一定圧力で運転しても、抽気が絞られることはないから、熱効率は改善できる。しかし、この場合には高压給水加熱器、低压給水加熱器、ドレンポンプ、制御装置などを設けなければならない。その設備費と維持費、運転費などによる年間経費は燃料費の節減額をこえてしまう。したがってユニット式発電所では、脱気器をタービンの抽気圧変化にしたがって変圧運転するのが最も良い方法である。

### III. タービン出力増大による脱気圧力の上昇

普通脱気器には、大きな脱気水タンクがついている。このタンクは、給水加熱器にくらべてはるかに大きい熱容量をもっているから、タービンの出力変動による圧力変動に対し、十分に考慮しなければいろいろの不つごうがおこる。

熱による脱気は、主として沸騰によって、ガスの飽和とけ込み量が著しく減少することによるもので、拡散によって内部のガスが表面に運ばれ、そこからガスが遊離して行く作用はほとんど問題とならないから、処理される水は必ず一度沸騰水面を通り、一端脱気された後はガスと完全に分離されていなければならない。

タービン出力が増大するとき、脱気水タンクの圧力は抽気点の圧力上昇に伴って上昇しようとするが、脱気器の温度はすぐには上がらないから蒸気は脱気器の中で凝結して、脱気水タンクまで入って来ない。このようなときには脱気水タンクの水面の温度は沸騰点より低く、全体が飽和温度に達するまでに、一度分離されたガスが均圧管を通して流れ込み、水中に溶けこむ可能性がある。このようなガスの再溶解は、できるだけさげなければならない。

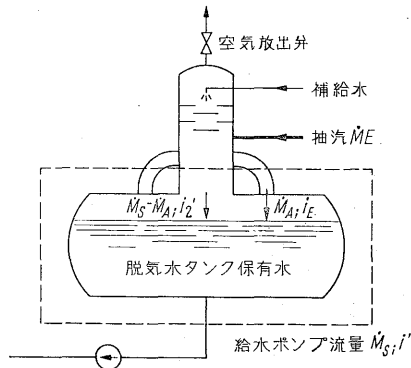
出力が増大するときの脱気水タンクのエンタルピ変化を解析するために、第5図のような脱気器と脱気水タンクを考える。図の点線でかこまれた範囲の変化を調べるために、次の仮定をする。

負荷変動は階段状におこり、平衡に達するまでに脱気水タンク内の水  $M_B$  のエンタルピ  $i'$  は、 $i_1'$  から  $i_2'$  に上昇する。

給水流量  $\dot{M}_S$  は負荷変動の影響を受けない。したがって脱気水タンク内の水量  $M_B$  は一定である。

加熱された給水はエンタルピ  $i_2'$  で脱気水タンクに入り、ここでタンク内にある脱気水と均一にまざる。

抽気量  $\dot{M}_E$  のうち脱気器で凝結しない分  $\dot{M}_A$  はエンタルピ  $i_E$  でタンクに入り、水面で凝結する。



第5図 出力増大時の変圧脱気器

Fig. 5. Fluctuating pressure deaerator in pressure rising

タンクの中のエネルギー平衡の方程式は次のようになる。

$$\dot{M}_B \frac{di'}{dt} = \dot{M}_S (i_2' - i') + \dot{M}_A (i_E - i_2') \quad \dots\dots(1)$$

$\dot{M}_A$  は次式で与えられる。

$$\dot{M}_A (i_E - i') = A\alpha \Delta\theta \quad \dots\dots(2)$$

$A$  は水の表面積、 $\alpha$  は蒸気が脱気水面で凝結するときの熱伝達率、 $\Delta\theta$  は温度差である。蒸気の過熱による伝熱量は凝結による伝熱分にくらべて充分小さいから、 $\Delta\theta$  は蒸気圧力に対する飽和温度と脱気水との温度差と考えてさしつかえない。また、普通考えられる範囲では水のエンタルピーの数値はその温度の数値にほぼ等しいから、 $\Delta\theta$  は  $i_2' - i'$  で置きかえることができる。また熱伝達率はこのエンタルピー差によって定義してもその数値はかわらない。したがって式(2)は次のようになる。

$$\dot{M}_A = \frac{A\alpha (i_2' - i')}{i_E - i'} \quad \dots\dots(2a)$$

かなり大きい出力変動に対しても、この式の分母は、式(1)の  $\dot{M}_A$  の係数とは3%以上ちがわないからその比は1として良い、よって次のようになる。

$$\dot{M}_B \frac{di'}{dt} = \dot{M}_S (i_2' - i') + A\alpha (i_2' - i') \quad \dots\dots(3)$$

これを与えられた初期条件のもとに解けば、

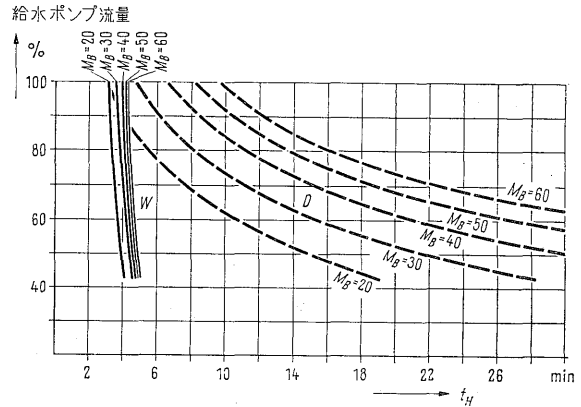
$$i' = i_2' - (i_2' - i_1') e^{-t(\dot{M}_S + A\alpha) / \dot{M}_B} \quad \dots\dots(4)$$

ある特定の値  $i'$  に達する時間  $t$  は

$$t = \frac{\dot{M}_B}{\dot{M}_S + A\alpha} \ln \frac{i_2' - i_1'}{i_2' - i'} \quad \dots\dots(5)$$

この時間を小さくするためには、流量  $\dot{M}_S$  に対して、タンク容量  $\dot{M}_B$  を小さくとり、水の表面積を大きくしなければならない。 $A$  を大きくすることは、たとえば、蒸気をノズルやスリット付のパイプで水中に送りこむことによって可能である。

式(5)における  $t$  の大小を考えるには  $(i_2 - i') = (i_2' -$



第6図 圧力上昇に対する平衡時間  $t_H$

Fig. 6. Heat balancing time  $t_H$  in pressure rising

$i_1')/2$  となるまでの時間  $t_H$  を定義するのが便利である。すなわち、

$$t_H = \frac{\dot{M}_B}{\dot{M}_S + A\alpha} \ln \frac{i_2' - i_1'}{(i_2' - i_1')/2} = \frac{\dot{M}_B}{\dot{M}_S + A\alpha} \ln 2 \quad \dots\dots(5a)$$

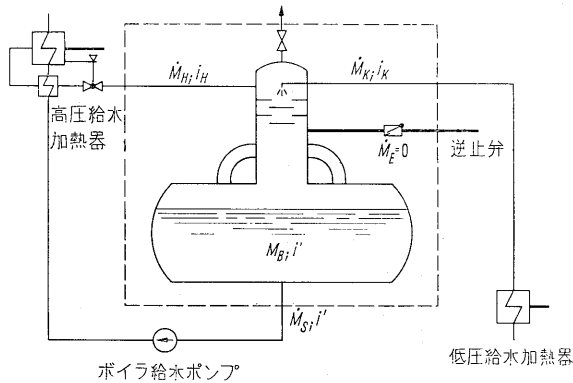
このように熱伝達のみを考えた  $t_H$  を第1図のような150MW ユニットについて算出し、第6図に曲線群Wとして示した。パラメータ  $\dot{M}_B$  は給水ポンプの定格流量に対する百分率であらわしてある。

実際には抽気配管内の圧力損失があるため  $t_H$  はもっと長くなる。このおくれは脱気器の容積が大きく、負荷が小さく、負荷変動の幅が大きいほど大きくなる。第6図の曲線群Dは、負荷変動の比率が10%の場合を示している。

#### IV. タービン出力減少による脱気圧力の低下

タービンの出力減少(最も大きいのは発電機が負荷しや断された場合、あるいはタービンが危急停止した場合に生じる)のときには、脱気用の抽気圧力は、負荷の変動に伴って低下する。しかし、脱気水タンクの圧力がこの圧力まで下るためには、脱気水の温度が下がらなければならないから、圧力低下はおくれる。したがって脱気器内の圧力は抽気圧よりも高くなり抽気管の逆止弁は閉じて、しばらくの間脱気器はタービンから切りはなされている。補給水が脱気器に入ると脱気水タンクは蓄熱器のような作用をして、均圧管を通して脱気器へ飽和蒸気を送る。このため、タービンから切りはなされている間も、脱気作用は続けられる。脱気された補給水は脱気水タンクに入り、水温は飽和温度に近づく。

このように、脱気器は出力低下によって能力を損なわれることはないが、給水ポンプには不都合な現象がおこ



第7図 圧力低下の場合の変圧脱気器

Fig. 7. Fluctuating pressure deaerator in pressure fall

る。脱気水タンクの圧力が下がった場合にも、ポンプ入口までの配管の中では十分な圧力が保たれていなければならない。もし十分な圧力が保たれないと配管内の水は蒸発して気泡がポンプに入り、キャビテーションをおこす。これは絶対にさけなければならない。この現象は脱気水タンクの圧力低下の速度が大きいほどおこしやすい。

脱気水タンクの圧力変動速度を知るために第7図のような脱気器を考え、次のように仮定する。

脱気水タンクの保有水量  $M_B$  は一定である。

給水加熱器の熱容量は小さく、給水のエンタルピ  $i_K$  は、タービンの出力低下に対したちに追従する。

点線内の部分のエネルギー平衡から

$$M_B \frac{di'}{dt} = \dot{M}_K i_K + \dot{M}_H i_H - \dot{M}_S i' \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここに  $i_K$  は補給水  $\dot{M}_K$  のエンタルピ、 $i_H$  は高圧給水加熱器からの復水  $\dot{M}_H$  のエンタルピである。 $i_H$  は復水冷却器の出口温度差と、ボイラ給水ポンプによるエンタルピ上昇とからなる温度差  $\Delta i_H$  だけ  $i'$  より高い。また、 $\dot{M}_S - \dot{M}_H = \dot{M}_K$  である。したがって

$$M_B \frac{di'}{dt} = \dot{M}_K i_K + \dot{M}_H \Delta i_H - \dot{M}_K i' \quad \dots\dots\dots(7)$$

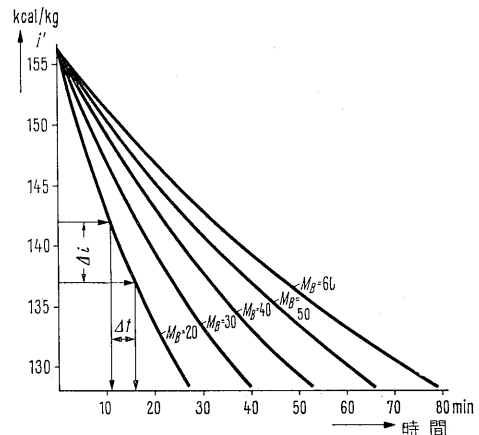
これを与えられた初期条件のもとに解けば

$$i' = i_K + \frac{\dot{M}_H}{\dot{M}_K} \Delta i_H + (i'_1 - i_K - \frac{\dot{M}_H}{\dot{M}_K} \Delta i_H) e^{-t \dot{M}_K / M_B} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$i' = i'_2$  となる時間  $t$  は

$$t = \frac{M_B}{\dot{M}_K} \ln \frac{i'_1 - i_K - (\dot{M}_H / \dot{M}_K) \Delta i_H}{i'_2 - i_K - (\dot{M}_H / \dot{M}_K) \Delta i_H} \quad \dots\dots\dots(9)$$

脱気水タンクの圧力は、脱気水のエンタルピ  $i'$  によってきまるから、圧力低下速度を小さくするために、式(9)から脱気水タンク内の水量を  $M_B$  をできるだけ大きくえらべば良いことがわかる。補給水量  $\dot{M}_K$  は負荷変動の大き



第8図 圧力低下による給水エンタルピの変化

Fig. 8. Transition of feed water enthalpy by deaerator pressure fall

さと変化の形によってきまるから、これを制御して  $t$  を大きくすることはできない。第8図は150MWユニットの脱気水エンタルピの変化のようすを示している。

負荷シャ断あるいは危急停止のときには、タービン抽気の非常止弁は閉じてしまうので、給水加熱器は動作しなくなる。負荷シャ断のときには、ボイラは最低蒸発量まで下げられ、タービンはユニットの所要蒸気量だけをボイラから供給され、余分の蒸気はバイパスされる。危急停止のときも同様にボイラは最低蒸発量まで下がり、事故が解決するまでそのまま運転が続けられる。いずれの場合でも、余分の蒸気は復水器に入り、脱気器へ給水として帰ってくるが、このとき給水加熱器は停止しているから、給水温度は最も低い。したがって、このような場合には、第8図に示した変動速度よりもさらに早い圧力変化がおこる。このような場合にも、式(8)あるいは式(9)は、現象の初期には適用できる。このような状態においては  $di'/dt$  は、通常の負荷変動の場合の約3倍に達する。

### V. 給水ポンプ入口圧力に対する脱気器圧力の影響

すでに述べたように、脱気水タンクの圧力低下速度が大きすぎると、ポンプに蒸気が流れこんでキャビテーションを生じる。このような不つごうな現象をおこさないためには、次式で与えられる余裕水頭  $P_R$  が重要な意味をもっている。

$$p_R = p_g - p_H - \frac{w_S^2 \rho}{2} - \zeta \frac{w_L^2 \rho}{2} \quad \dots\dots\dots(10)$$

ここに、 $p_g$  は脱気水タンク水面からポンプ入口までの総水頭、 $p_H$  はポンプの所要押込水頭、 $w_S^2 \rho / 2$  はポンプ

入口の速度水頭、 $\zeta w_L^2 \rho / 2$  は脱気水タンクから給水ポンプに至る配管の損失水頭である。

脱気器の圧力変化がないときは、 $p_R \geq 0$  ならばポンプ入口での気化はおこらない。しかし圧力変化があるときには気化がおこることがある。配管の入口では、水は飽和温度で流れ込み、時間  $t_L$  の後にポンプの入口に達する。 $t_L$  の間に脱気水タンクの圧力は  $t_L dp/dt$  だけ低下しているから、ポンプ入口の水の飽和圧力は配管入口の水の飽和圧力すなわち脱気水タンクの圧力より  $t_L dp/dt$  だけ高い。したがって  $p_R - t_L dp/dt \geq 0$  でなければ気化がおこる。よって、圧力低下の許容速度  $(dp/dt)_{zul}$  は次式で与えられる。

$$\left(\frac{dp}{dt}\right)_{zul} = \frac{p_R}{t_L} \dots\dots\dots(11)$$

$t_L$  は配管の容積  $V_L$  と給水流量  $\dot{V}_S$  によってきまる。すなわち

$$t_L = \frac{V_L}{\dot{V}_S}$$

したがって式(11)は次のようになる

$$\left(\frac{dp}{dt}\right)_{zul} = p_R \frac{\dot{V}_S}{V_L} \dots\dots\dots(11a)$$

配管の径を小さくすると損失水頭が増すから  $p_R$  は小さくなるが、一方  $V_L$  も小さくなるから、式(11a)の値は小さくなるとはいえない。式(11a)および(10)式から最適な配管径  $d_{L opt}$  が求まる。すなわち、

$$d_{L opt} = \sqrt[4]{\frac{3\zeta \left(\frac{4\dot{V}_S}{\pi}\right)^2 \frac{\rho}{2}}{p_g - p_H - \left(\frac{4\dot{V}_S}{\pi}\right)^2 \frac{\rho}{2} d_s^{-4}}} \dots\dots\dots(12)$$

ここに、 $\zeta$  は管路の損失係数、 $\rho$  は水の密度、 $d_s$  はポンプの入口径である。

配管径によって圧力の許容低下速度がどのようにかわるかを、150MW ユニットについて計算し、第1表に示した。

実際の計画にあたっては、ここに求めたような最適地管径をえらぶだけでなく、できるだけ  $p_H$  の小さいポンプを用い、配管の水平部分をできるだけ少なくしての減少をはからなければならない。

## VI. 脱気器給水タンクの容量の決定

III. と IV. で得た結果では、出力の増大と減少の場合により脱気水タンク容量  $M_B$  に対する要求はむじゅんしている。しかし、出力増加による脱気効果の減退は、脱気器の構造をかえることによって、ある程度改善できるから、まず圧力変動速度を一定値以下に保つように最小容量  $M_B \min$  をきめる。式(7)から

$$M_B \min = \frac{1}{(di'/dt)_{zul}} [M_K(i_K - i' \max) + M_H(i_H - i' \max)] \dots\dots\dots(13)$$

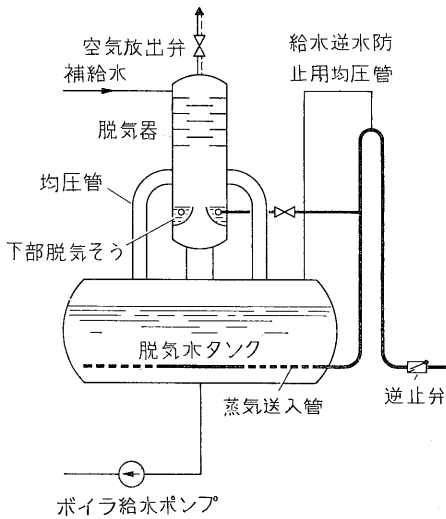
第1表 150MW ユニットに対する  $\left(\frac{dp}{dt}\right)_{zul}$  の計算例

Table 1. Calculation of  $\left(\frac{dp}{dt}\right)_{zul}$  by case of 150 MW unit

150MW ユニットに対し 50% 流量のポンプを3台設置した場合						
ポンプ定格流量	250m <sup>3</sup> /h					
吐出圧力	320kg/cm <sup>2</sup>					
ブースタポンプ回転数	3,000 rpm					
所要押込水頭 $p_H$	3.8m Aq					
総押込水頭 $p_g$	6.0m Aq					
入口配管の長さ (R=3d の 90° 曲り4か所, 止弁1個, ストレーナ1個)	20.0m					
ポンプ入口径	250mm					
配管径 (mm)	175	200	250	300	350	
水の流速 (m/s)	2.9	2.21	1.42	0.98	0.74	
配管の $\zeta$	5.9	5.4	4.85	4.35	4.15	
最適管径 $d_{L opt} = 231\text{mm}$						
水の通過時間 $t_L$ (min)	0.116	0.151	0.236	0.340	0.465	
管路の損失水頭 (mAq)	2.54	1.34	0.50	0.22	0.12	
ポンプ入口速度水頭 (mAq)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	
所要押込水頭 (mAq)	3.80	3.80	3.80	3.80	3.80	
総所要水頭 (mAq)	6.44	5.24	4.40	4.12	4.02	
余裕水頭 (mAq)	-0.44	0.76	1.60	1.88	1.98	
圧力変化許容速度 $(dq/dt)_{zul}$ (mAq/min)	-3.78	5.03	6.79	5.53	4.26	

ここに  $(di'/dt)$  zul はエンタルピ降下の許容速度で、式 (11)a で与えられる  $(dp/dt)$  zul から蒸気表により求められる。  $i'_{max}$  は脱気水の最高エンタルピで通常 100% 出力における値に相当する。  $i_K, i_H$  は急停止のときの値を用いるべきである。

このようにして  $M_B$  をきわめると、圧力上昇に対する脱気効果を維持することができなくなるかも知れない。この場合には補助手段として脱酸素剤を注入するか、脱気水中に蒸気を吹き込むなどの方法を用いる。蒸気を吹きこむことにより水と蒸気との伝熱面を増して式 (5) における  $t$  を小さくすることができ、脱気水タンクをほとんどいつも、飽和温度に保つことができる。この方法による脱気器の構造を第 9 図に示す。この構造では蒸気は主として脱気水タンクから均圧管を経て脱気器に入る。直接脱気器に入る蒸気は、下部脱気そうのためのもので、その量はわずかである。



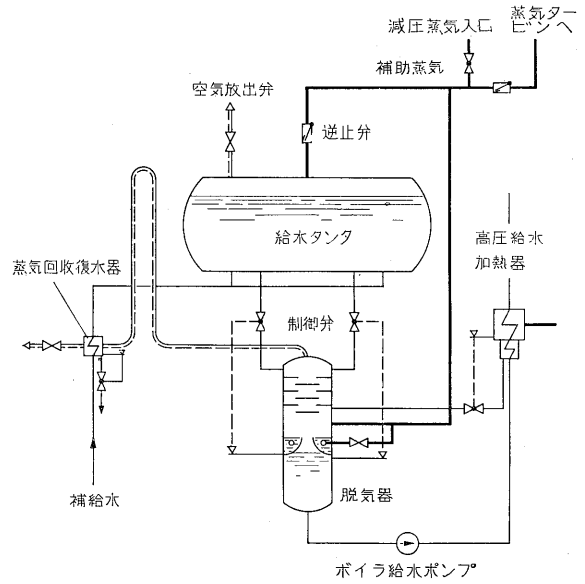
第 9 図 変圧運転に適した脱気器

Fig. 9. Suitable deaerator for pressure fluctuation

### VII. 脱気水タンクをもたない脱気器

式 (13) によってきめられた脱気水タンク容量は、150 MW 程度の設備では実現可能であるが、ユニットの容量がさらに大きくなると、タンク容量が大きくなりすぎて製作が困難になることがある。このようなときは、むしろ脱気作用に重点をおいて脱気器の構造をきめるのが良い。

第 10 図にその構造を示す。このような構造では、脱気水の保有量は非常に少ないから、圧力上昇の場合に脱気器内の圧力は直ちに追いついて、脱気作用が損なわれることは全くない。大きい出力減少があったときには、補給水タンクの圧力は脱気器より高くなるから、脱気器



第 10 図 脱気水タンクのない脱気器

Fig. 10. Deaerator without deaerated water reservoir

に入った補給水はここで沸騰して脱気され、蒸気は回収復水器によって回収される。

この脱気器は熱容量が小さいから、圧力降下速度は早い、これを式 (11)a で求めた許容速度以下におさえるためには、上部抽気点から減圧した蒸気を導入し、その圧力が一定の変化速度内に収まるように制御すれば良い。

### VIII. む す び

ユニット式発電所では、熱効率の点から、変圧脱気が望ましい。しかし、変圧脱気の場合には、タービンの出力変動による脱気圧力の変動の影響について充分考えなければならない。圧力上昇によって脱気作用は損なわれ、圧力低下によってはポンプのキャビテーションが生じる。

圧力上昇に対しては、脱気水が常に飽和温度となるような脱気器の構造を採用しなければならない。また、圧力低下は、ボイラ給水ポンプの入口条件からきまる圧力変動速度以下になるようにしなければならない。このためには、脱気水タンクの容量を適当にえらび、圧力低下速度をおさえるのが良い。そのような容量を採用できないときには、特別な制御方法によって圧力低下速度をおさえ、給水ポンプを保護し、事故をおこさないようにしなければならない。

(原書: Stoll: Speisewasserentgasung bei Gleitendem Druck Siemens Z. 36 H.8 (1962)  
抄訳者: 総合技術部電力技術第二課 宮川 清)



\*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する  
商標または登録商標である場合があります。