U.D.C. 621.311.22：621-52

火力発電所における自動制御の問題点

Problem of Automatic Control at Steam Power Plant

金子夏実* 柴田祐作* 坂井彰*
Natsumi Kaneko Yusaku Shibata Akira Sakai

内容梗概

高圧，高温，大容量火力発電所における制御上の問題点のうち，超臨界圧強制貫流ボイラと亜臨界圧自然循環ボイラとの制御上の比較，大容量再熱タービン過速防止，復水器ならびに脱気器の水位制御，高圧給水加熱器のドレン制御を取り上げこれに対する考察を行つた。

1. 緒言

火力発電所の大容量化に従つて自動制御は欠くべからざるものとなり，各補機の制御まで考えると非常に多数にのぼるが，ここでは主機であるボイラ，タービンおよび補機中の大物である復水器，脱気器，高圧給水加熱器の制御上の問題点につき検討を加えたいと思う。

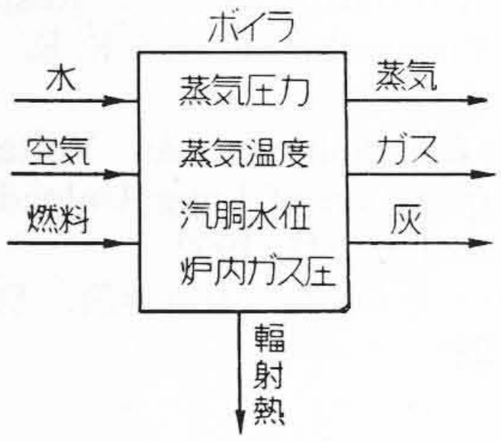
2. 自然循環ボイラと強制貫流ボイラの制御上の比較

最近のプラント効率上昇をめざしての高圧，高温化に伴い，国内におけるボイラの運転圧力は 75 MW, 106 kg/cm²g. 125 MW, 131kg/cm²g. 175MW, 174kg/cm²g と飛躍的に増大し，いわゆる亜臨界圧力の域に達した次第である。ところが世界的には，ボイラの圧力上昇はついに臨界圧力をこえ，すでにアメリカ，ドイツ，ソ連ではこのような超臨界圧ボイラが営業運転に入つている。

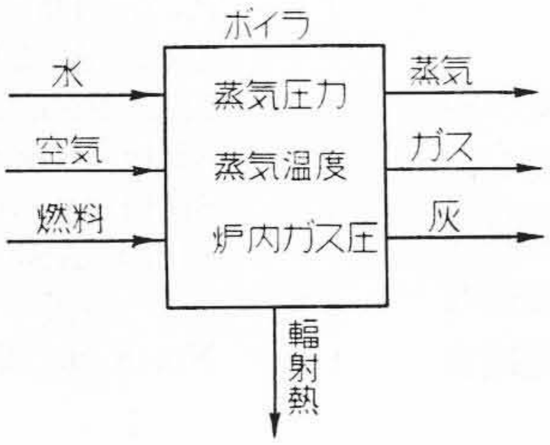
超臨界圧力になると，気水の密度が同じになるので，ボイラ型式は必然的に強制貫流型となる。

現在日立製作所では，175MW, 174kg/cm²g のボイラを製作中であり，これは亜臨界圧自然循環ボイラとしては最高のものであるので，次の段階として，超臨界圧強制貫流ボイラが考えられねばならない。

そこで自然循環ボイラと強制貫流ボイラとの構造，機能の相違により，その制御方式にいかなる差異が出てくるかを考察する。



第1図 自然循環ボイラのヒートフロー



第2図 強制貫流ボイラのヒートフロー

2.1 ボイラ制御の基本的考え方

ボイラ制御の目的は安定した運転であつて，これを簡単に考えるため次のような形で表わしてみる。

すなわちボイラ制御は一つのエネルギーフローの制御であつて，第1図のようにプロセスへの流入量，すなわち水，空気，燃料の量と流出量すなわち蒸気，ガスの量との間に不平衡が起ると，その結果プロセスのポテンシャルすなわち蒸気圧力，蒸気温度，汽胴水位，炉内ガス圧が変動するから，それを検出して流入量または流出量を加減し，ポテンシャルを一定に保つようにするものである。

流出量の中には燃料の滓である灰があるが，灰の流出の調節は連続的に行わなくても良くかつ上記のプロセスポテンシャルに影響を及ぼさないので，自動制御を行う必要はない。

流入量は上記のように，水，空気，燃料の三種類あり，この相互関係を決めるため，第1図のプロセスポテンシャル以外にもう一つの指針が必要であつて，それは燃料と空気の比率である。これを空気過剰率と称する。

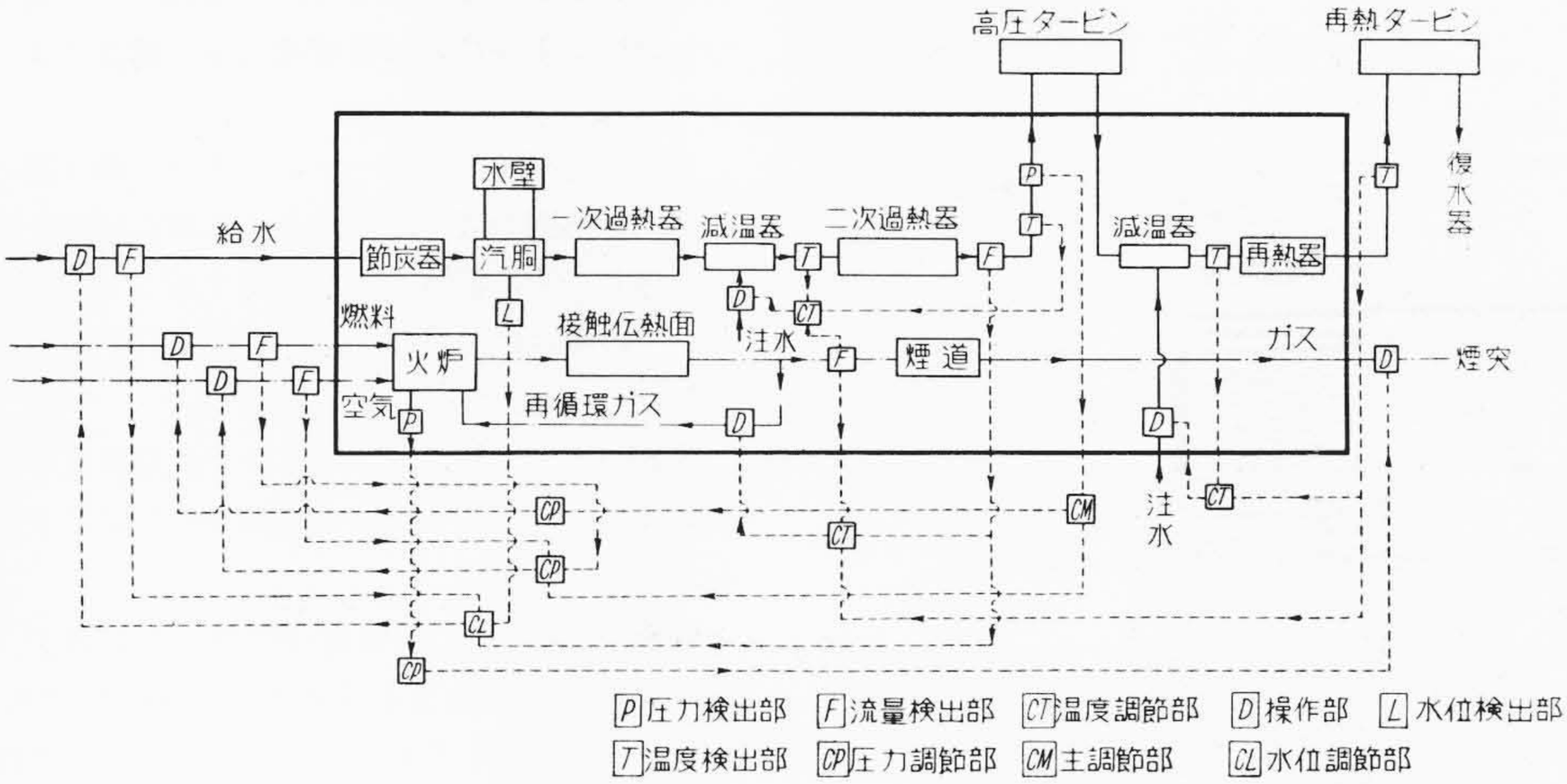
上述のものは，一般の自然循環ボイラの場合であるが，強制貫流ボイラの場合は，汽胴がないので第2図のようになり，ただプロセスポテンシャルとして汽胴水位がなくなつただけであるが，蒸気圧力，蒸気温度に対する流入量の影響が異なる。

すなわち蒸気温度についていえば，自然循環ボイラの場合は，負荷にかかわらず圧力一定であるので飽和温度が一義的に定まり，さらに過熱温度に高められる二段階になるので，負荷状態によつて制約を受ける。このため蒸気温度制御にはガス再循環，ガスバイパス，アテムペレータなど特殊な考慮が払われている。

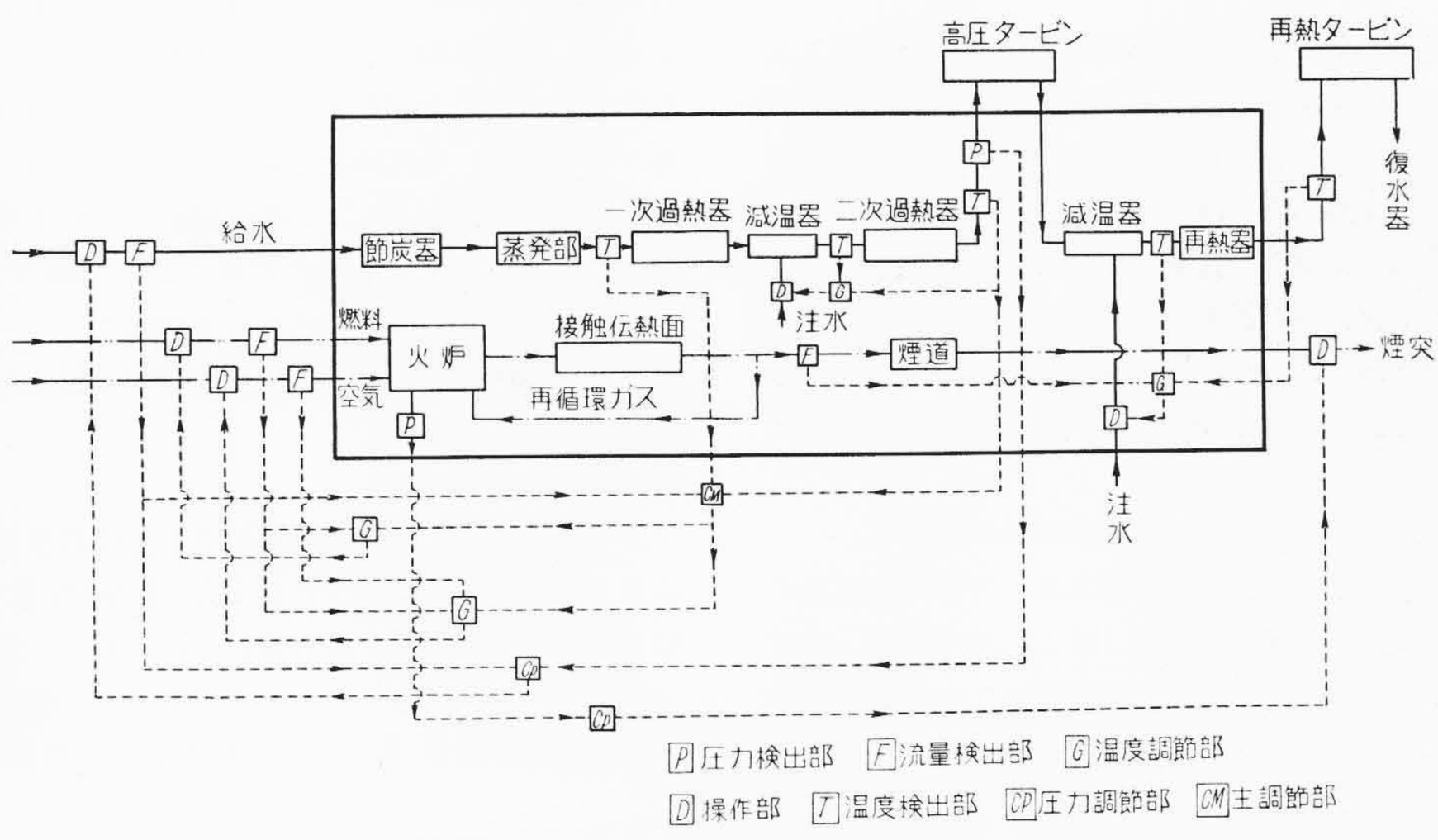
しかるに強制貫流ボイラにおいては，給水量と燃料供給量の比率によつて蒸気温度が決定されるので，負荷のいかんにかかわらず任意の温度を得ることが容易である。したがつて蒸気温度により給水量か燃料供給量のいずれを制御してもよい。

次に蒸気圧力についていえば，自然循環ボ

* 日立製作所日立工場



第3図　自然循環ボイラ基本制御系統図



第4図　強制貫流ボイラ基本制御系統図

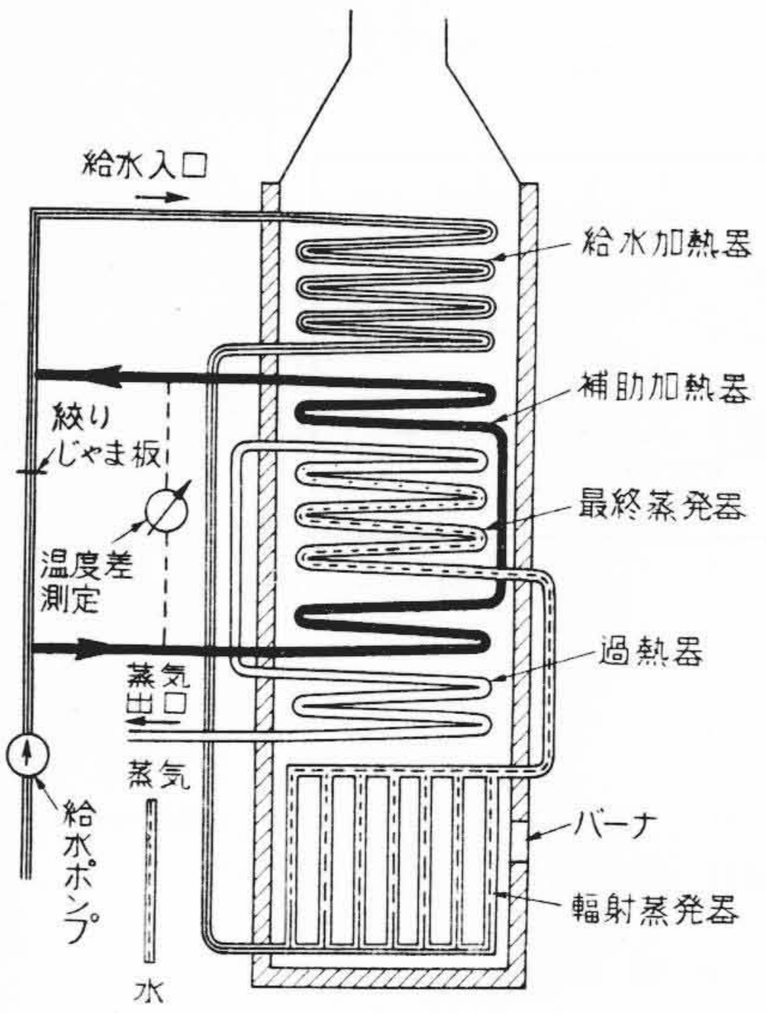
イラの場合は最も影響の大きい流入量が燃料であるので，蒸気圧力を主信号として燃料供給量を調整する。強制貫流ボイラの場合，蒸気温度で燃料供給量を制御するならば蒸気圧力で給水量を制御すれば良く，またその逆も可能である。

炉内ガス圧，空気過剰率に対しては，両者まつたく同様であり，強制通風の場合は，炉内ガス圧制御が不要になる点もやはり同様である。

2.2　ボイラ制御基本系統の一例

第3図に自然循環ボイラの基本制御系統を示す。

ボイラのように本質的に外乱を避けがたいものは，外乱を検出して制御系統に入れることが有効であるので，前述の流入量，流出量を検出して比較し，最終的にプロセスポテンシャルの設定値によつて制御するように計画している。すなわち蒸気流量と給水流量を比較し，汽胴水位によつてその信号を補正する，蒸気の持去る熱量とガスの与える熱量を比較し，蒸気温度によつて最終信号をきめる，蒸気の持去る熱量と燃料の与える熱量を比較し，さらに蒸気圧力によつて制御するようになつており，これをそれぞれ F.W.C, S.T.C, A.C.C と称している。炉内ガス圧および空気過剰率の制御は A.C.C に含まれる。



第5図　補助伝熱面をつけたベンソンボイラ

また再熱ボイラの場合は再熱蒸気温度制御が付加される。まだこのほかに補助制御として重油圧力および温度制御，重油燃焼装置中の加熱器，蒸化器，タンクなどの液面制御，重油加熱あるいは噴霧用蒸気圧力制御，微粉炭量とその輸送空気量との比率制御，ミル出口における微粉炭と空気の混合気の温度制御，空気予熱器の管壁温度制御など種々あり，これに各種保安装置および前述の三つの基本制御装置を加え A.B.C と称しているがここでは触れない。

第4図に強制貫流ボイラの基本制御系統を示す。

第3, 4図とも平衡通風で一次過熱器と再熱器の配列が直列の場合である。**第4図**を**第3図**と比較すると，前述のように蒸気圧力の代りに，蒸気温度によつて燃料供給量および空気量を制御し，汽胴水位の代りに，蒸気圧力によつて給水量を調整している。したがつて過熱蒸気温度の制御は A.C.C となるので，S.T.C は再熱蒸気温度制御のみとなる。

強制貫流ボイラにおいて，主調節部は過熱蒸気温度を検出して働くが，蒸気温度は応答速度が非常におそいので，これを速くするための考慮が払われねばならない。

第4図に示す移相域をこえたところの蒸気温度検出はこの目的に基くものであつて，U.S.B&W においては研究所のテストボイラで応答速度テストを行い[7]この温度検出の有効なことを確めている。またソ連において300ata. 600°C. 12 t/h のテストボイラを建設し[4]，種々実験を行つた際にも上記の点の温度検出が一番良くきくことが認められた。

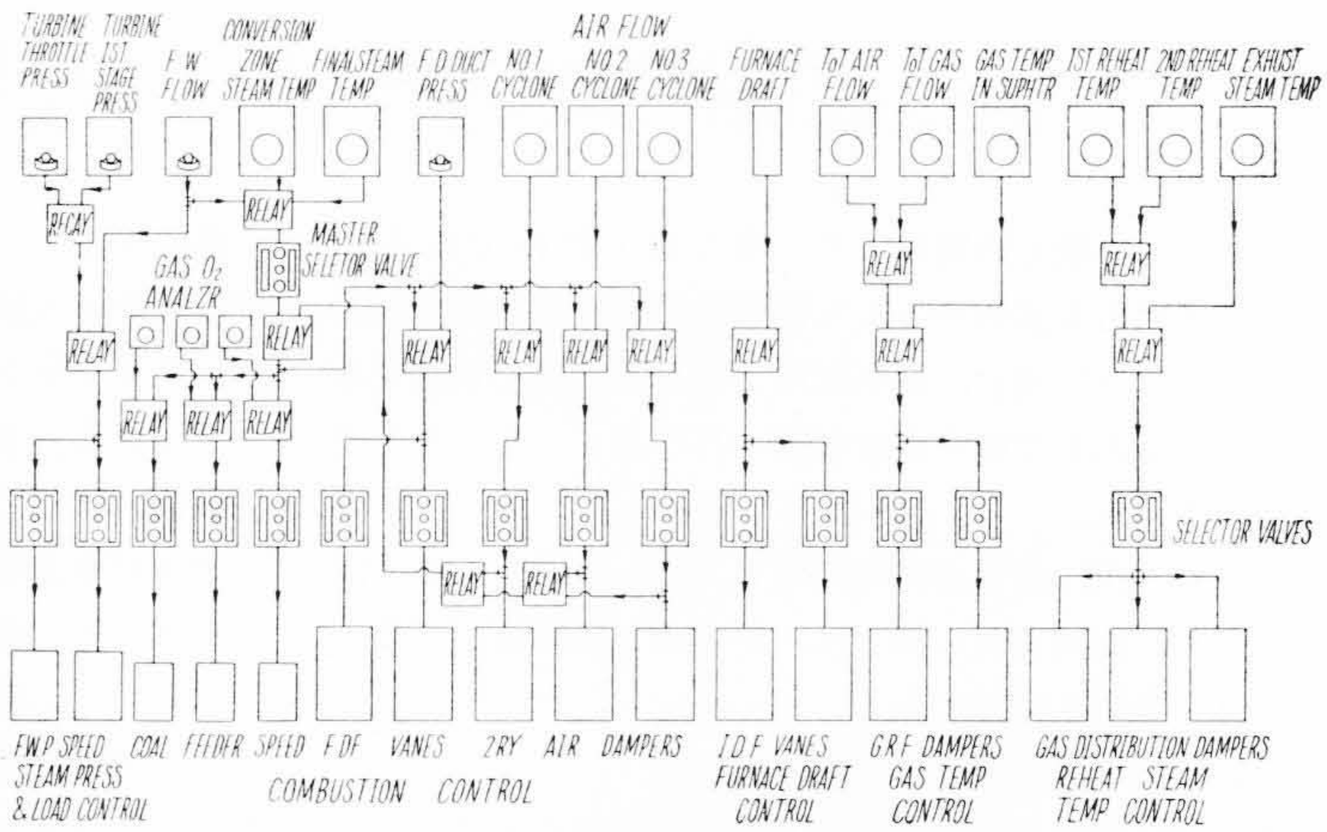
また一方ドイツのジーメンス[5]は，**第5図**に示すような補助伝熱面を設けここに全給水量に比例した一定量の水を流してその温度上昇を検出することをすすめており，この場合は最終蒸気温度だと数分かかる応答が数秒になるといわれている。

第6図[6][7]に初めてアメリカで超臨界圧ボイラとして営業運転に入つた Philo 発電所 No.6 ボイラの制御系統を示す。

出力は 125 MW 蒸発量 675,000 lb/h 圧力 4,500 psig 温度 1,150°F 再熱温度 1,050°F/1,000°F であり U.S.B&W の製作にかかるものである。このボイラは二段再熱で，一次過熱器と再熱器の配置が並列であるので，温度制御にガス分配ダンパが使われている。また空気過剰率の検出は直接ガス O_2 計で行つている。**第3, 4図**では燃料供給量と空気量をそれぞれ測定しその比率を検出しているが，実際問題としてこれは発熱量の変化のほとんどないガス，重油などの場合であつて石炭の場合は測定困難であるので，蒸気流量を測定するのが普通である。またこのボイラはサイクロン炉を使用しているので，過熱器入口ガス温度を 1,900°F に保つため，800°F のガスを節炭器出口より一部バイパスして再循環し，一次炉より出てくる 3,000°F のガスと混合せしめる補助制御が付加されている。

2.3 比較結果

ある文献によれば[3]強制貫流ボイラは自然循環ボイラに比し容積/容量の値は約 13.3 %，重量/容量の値は約 67.5 %にまで減少した例が報告されており，安定度も悪くなる。しかし最近アメリカで運転された艦艇用ボイラと比較すると容積/容量の値は約 122 %，重量/容量の値



第6図　Philo 発電所第6号罐基本制御系統図

は約85%であり，ほぼ同程度の安定度を有するものと推定される。

かつ自然循環ボイラにおけるように蒸発に伴う異常現象の起るおそれがなく，主信号を発する蒸気温度の検出に前述のような考慮を加えれば，自然循環ボイラに用いているのと同性能の制御装置によつて十分安定した制御が可能と考えられる。

しかしボイラ自体は進歩するにつれますます安定度の悪い方向に向つているので安定な運転を行うために微小変化に忠実に応答する検出装置，微小振幅に対してもヒステリシスのためひずみを伴うことがなく，微分動作の効果が100%発揮できる調節装置などの研究が行われねばならない。

3. 再熱蒸気タービンの過速防止について

火力発電技術の進歩によりタービンの入口蒸気圧力および温度は急激に上昇し，単機当り出力も急速に増加しつつあるが，それとともに再熱タービンが発電用タービンの主力を占めるに至つた。ここでは再熱タービン制御上の最も重要な問題点として，負荷遮断時の過速防止について検討を加えたいと思う。

3.1 再熱蒸気タービンの潜在速度上昇率について

再熱タービンの高圧高温大容量化により，再熱蒸気系統内の潜在蒸気エネルギーはますます高くなり，負荷遮断時にこのエネルギーをそのままタービンに与えた場合の潜在速度上昇率はますます高くなつてきた。**第7図**に1949年以降GEにて製作した再熱タービンの潜在速度上昇率の状況[8]を示すが，図から明瞭なとおり，最近の大容量機では150%をこすものもまれではなくなつてきている。速度上昇の大部分は再熱系統の残留蒸気によるもので，したがつて再熱系統の蒸気をいかに制御するかが再熱タービンの過速防止に関して最も重要な問題となる。

3.2 再熱タービンの過速防止機器について

第8図に再熱タービンの速度制御機構を示す。

3.2.1 主調速機および加減弁

これは非再熱タービンとまつたく同様のものであり，定常運転時はサイクルの変化に応じて負荷を調整し，速度急上昇時にはただちに加減弁を全閉して高圧蒸気を遮断する。

3.2.2 先行非常調速機および中間阻止弁

これは再熱系統に対する調速機と加減弁に相当するものであるが，この作動範囲を定格回転数より高くとつてあるので通常運転中は作動せず速度上昇の際にのみ作動して再熱系統残留蒸気による加速を防ぐ。すなわち通常約101%まで過速した時中間阻止弁が閉り始め，約105%で全閉するよう計画する。機器の配置上先行非常調速機と中間阻止弁は比較的離れたところに設けられるので，この間の伝達機構の計画を慎重に行わぬ時はおくれを伴いやすく，中間阻止弁から中圧タービンに至る蒸気管中にも相当量の残留蒸気が残りこれによる過速も無視できないから，この系統は再熱タービンの過速防止の点から最も重要である。また中間阻止弁の構造上，弁の閉り始めではほとんど絞りの効果がなく，全閉近くなつてはじめてきき始めることにも注意しておく必要がある。

3.2.3 ブロー弁

上述のように中間阻止弁が全閉した場合，再熱系統の膨大な残留蒸気の一部は，高圧タービンと中圧タービンの間のラビリンスをとおつて中圧タービンに逆流し，ラビリンスがいたんでギャップが広くなつているような時には，これによる加速を無視し得なくなる。ブロー弁は中間阻止弁が全閉した時，空気圧によつて開き，ラビリンス漏洩蒸気を復水器にのがす役目を果している。

3.2.4 抽気逆止弁

各ヒーター系統には，ヒーター内の蒸気がタービンに逆流して加速に与かるのを防ぐために逆止弁が設けてある。これらが正常に働きさえすれば，抽気系統の加速に及ぼす影響は無視しうる。

3.2.5 主塞止弁および再熱塞止弁

これらはそれぞれ加減弁および中間阻止弁に対する2重の安全装置で，主および先行非常調速機の系統が十分機能を果さなかつたような場合に，非常調速機の作動により主および再熱蒸気を遮断するものである。

3.3 再熱蒸気タービンの最大速度上昇率について

この項では上述の各機器の効果について，相互の関連を検討する。

再熱蒸気タービンの最大速度上昇率（$\varphi\max$）は（1）式（次頁）によつて表わされる。

ただし

$\varphi\max = \dfrac{\text{最大速度}}{\text{定格速度}}$，$L = \dfrac{\text{無負荷蒸気量}}{\text{定格蒸気量}}$，$T_a$＝ローターの始動時間（s）

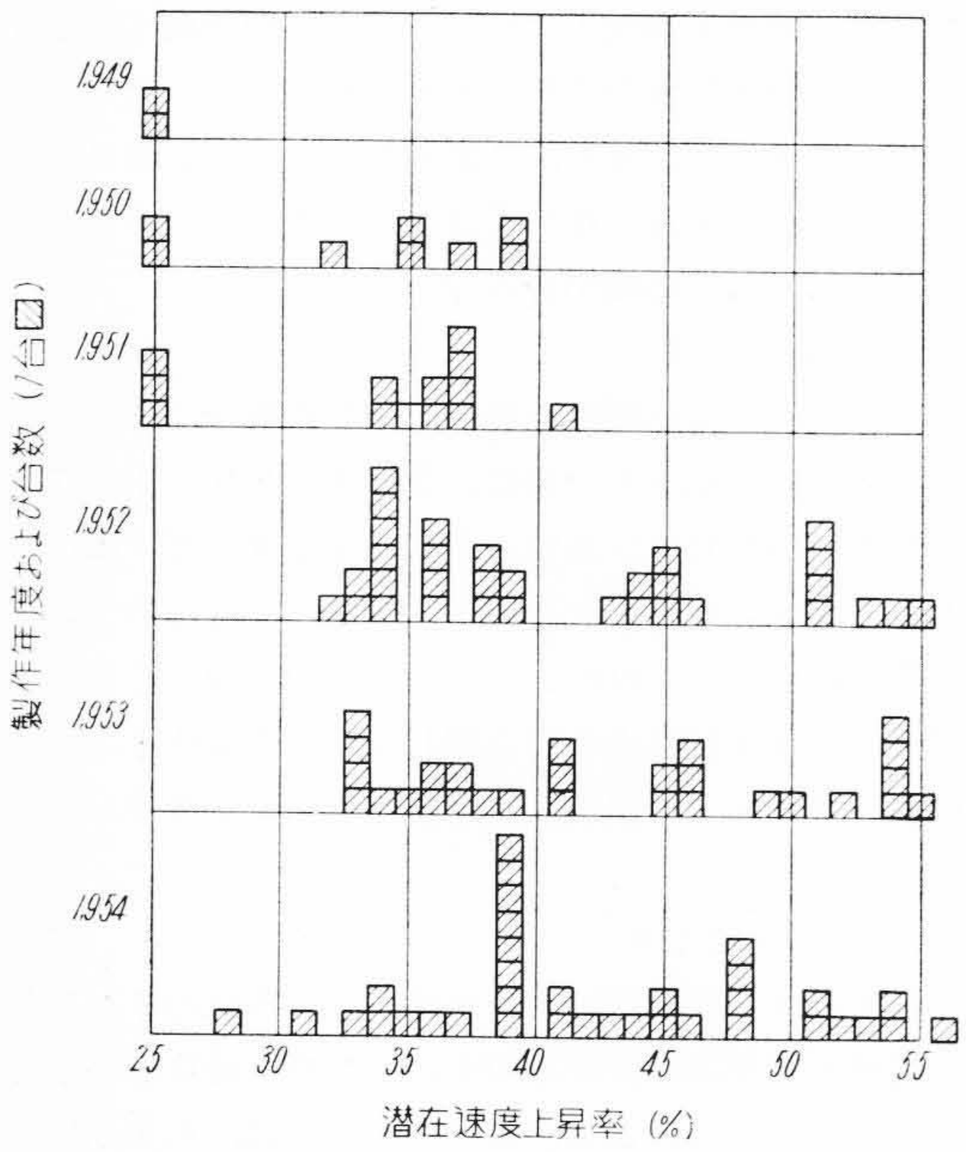
$\beta = \dfrac{\text{低圧タービン出力}}{\text{全　出　力}}$，$T_1$＝主調速機系統の時定数および死時間の総和（s）

T_{t1}＝蒸気室の始動時間（s），δ_1＝主調速機の調定率，T_2＝先行非常調速機系統の時定数および死時間の和（s），δ_2＝先行非常調速機の調定率，T_{t2}＝中間阻止弁以降の蒸気管の始動時間（s）などである。

（1）式から再熱タービンの速度上昇率に及ぼす各機器の影響について定量的な検討を行うことができる。

$$\varphi\max=\sqrt{1+\frac{2}{(1-L)\,T_a}\left[(1-\beta)\left\{T_1+\frac{\delta_1 T_a}{2}+T_{l1}\right\}+\beta\left\{T_2+\delta_2 T_a+T_{l2}\times\left(1-\frac{L}{\beta}\right)\right\}-L\left\{T_2+\delta_2 T_a+T_{l2}ln\frac{\beta}{L}\right\}\right]}$$

……(1)



第7図　GE 再熱タービン潜在速度上昇率分布

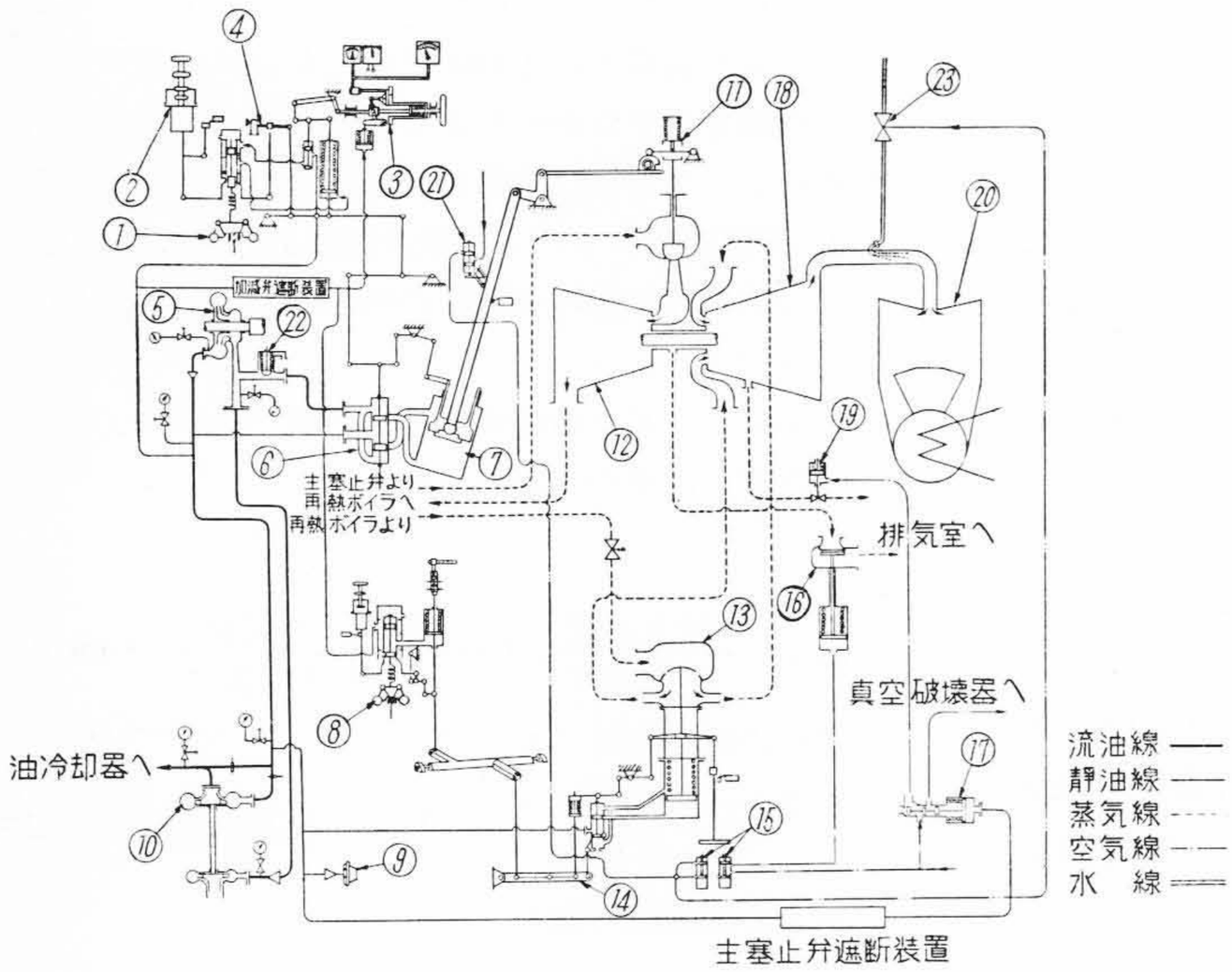
（1）　根記号内の第2項は負荷遮断後の速度上昇を示しており，大括弧の外に出ている$\frac{2}{(1-L)\,T_a}$は蒸気量とロータの慣性モーメントの関係を示す値で，高温高圧大容量化とともに T_a はますます小さくなる傾向があり，したがつて速度上昇は大きくなる傾向がある。大括弧内の第1項は高圧タービンによる加速を示し，第2項は中低圧タービンによる加速を示し，第3項は種々の抵抗によるブレーキを表わしている。

（2）　高圧タービンおよび中低圧タービンによる加速の効果は $(1-\beta)$ および β という係数から明らかなように，定常運転時の出力配分によつて決まるもので，β は通常3/4程度であることを考えれば，速度上昇はほとんど中低圧タービンすなわち先行非常調速機―中間阻止弁の系統の特性によつて決まるものであり，この系統の計画および製作が非常に重要であることを示している。

（3）　さらに加減弁の閉鎖時間の効果$\frac{\delta_1 T_a}{2}$と中間阻止弁の効果 $\delta_2 T_a$ を比較すると，中間阻止弁は加減弁の2倍の影響をもつていることがわかるが，中間阻止弁はその閉り始めではほとんど絞り効果をもつていないことからこれは当然の結果で，この点でも先行非常調速機系統の重要性は倍加される。

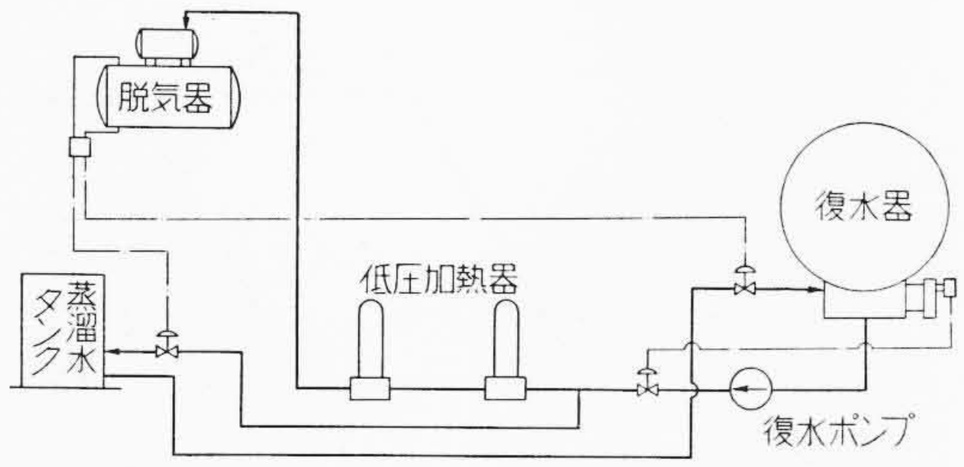
（4）　加減弁の蒸気室および中間阻止弁後の残留蒸気量の始動時間の効果 T_{l1} および $T_{l2}\left(1-\frac{L}{\beta}\right)$ を比較すると，通常後者は前者の10倍程度で，中間阻止弁の配置が非常に重要なものであることが明らかである。したがつて速度上昇が苦しくなる大型タービンでは中間阻止弁を別体とせず直接中圧タービンケーシングに設置することもしばしば行われる。

（5）　第3項の損失によるブレーキを示す項で，Lは無負荷蒸気量を，$\left\{T_2+\delta_2 T_a+T_{l2}ln\frac{\beta}{L}\right\}$ は最高速度に達する時間を示しているが，これから明らかなように最高速度に達する時間は先行非常調速機―中間阻止弁系統の特性のみによつて決まる。このことからも再熱タービンの速度上昇に対する先行非常調速機系統の重要性が裏付けされる。

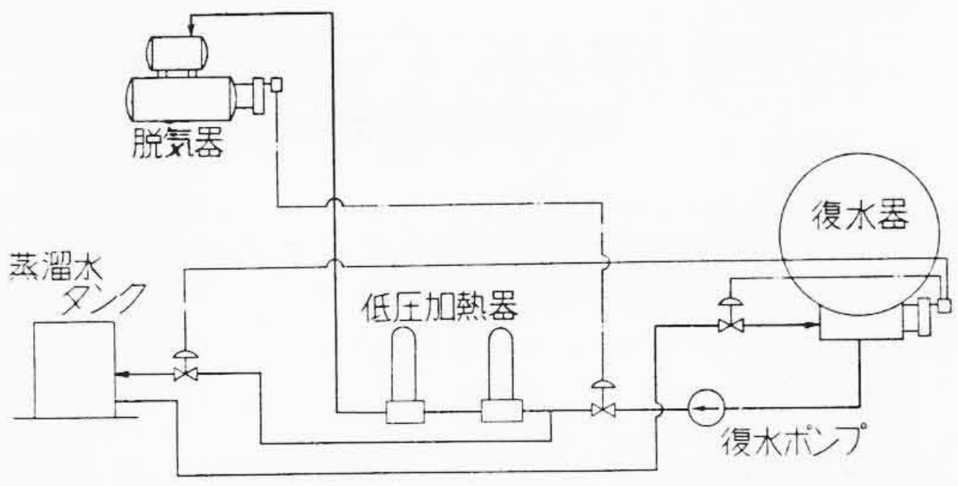


① 主調速機	② 速度調節装置	③ 負荷制限器
④ 速度変動率調整レバー	⑤ 主油ポンプ	⑥ 主パイロット弁
⑦ 主サーボモータ	⑧ 副調速機	⑨ 電動補助油ポンプ
⑩ ブースタポンプ	⑪ 加減弁	⑫ 高圧タービン
⑬ 中間弁	⑭ 中間弁熱膨脹吸収レバー	⑮ 空気弁
⑯ ブローダウンバルブ	⑰ 空気切換弁	⑱ 中圧タービン
⑲ 抽気逆止弁	⑳ 低圧タービン	㉑ 空気弁
㉒ パイロット弁排油安全弁	㉓ 供水弁	

第8図　再熱蒸気タービン速度制御機構図



第9図　復水器ならびに脱気器水位制御系統図(1)



第10図　復水器ならびに脱気器水位制御系統図(2)

(6)　(1)式にはブロー弁の効果すなわち高中圧間ラビリンス漏洩蒸気量の影響は入つていないが，この影響は漏洩量が無負荷蒸気量以上に増大しなければ無視しうるから，通常問題となることはない。

4.　プラント補機の制御

タービン，ボイラーの主機と同様に復水装置，給水加熱装置などの複雑な補機類の信頼性が最近非常に高められてきたため，中央制御方式の採用とも関連して遠隔操作あるいは自動制御に関する技術が極度に発達してきている。そのプラントの種々複雑な制御のうち主なる問題点として次の二点を取り上げて述べる。

(1)　復水器ならびに脱気器の水位制御

(2)　高圧加熱器のドレン制御

火力発電所サイクルの中で最も大きな容量を有する脱気器とそれに関連した復水器の水位はボイラドラムの水位制御と直接関連をもつて変化し，その水位制御は重要な使命を有するものである。また高圧加熱器のドレン制御も再生サイクルの効率を上げる点において大切なものである。

4.1　復水器ならびに脱気器の水位制御

復水器と脱気器はボイラ給水系統のうちにシリーズに入つていてその水位制御は相互に密接な関連をもつている。ボイラ，タービンの密閉サイクルへの補給水（通常はボイラ蒸発量の約1％）の調節は復水器の水位か脱気器の水位かで行うが，そのいずれで制御を行うかにより復水器と脱気器の水位制御の系統は次の二種類がある。

4.1.1　脱気器水位により補給水制御を行う方式

これは**第9図**に示すような系統をとる。すなわち復水器ホットウェルの水位は復水ポンプ出口のダイヤフラム弁により制御する。そして脱気器が高水位になれば復水の一部を復水ラインより蒸溜水タンクにのがし，低水位のときは蒸溜水タンクより復水器に補給する。

4.1.2　復水器の水位により補給水の制御を行う方式

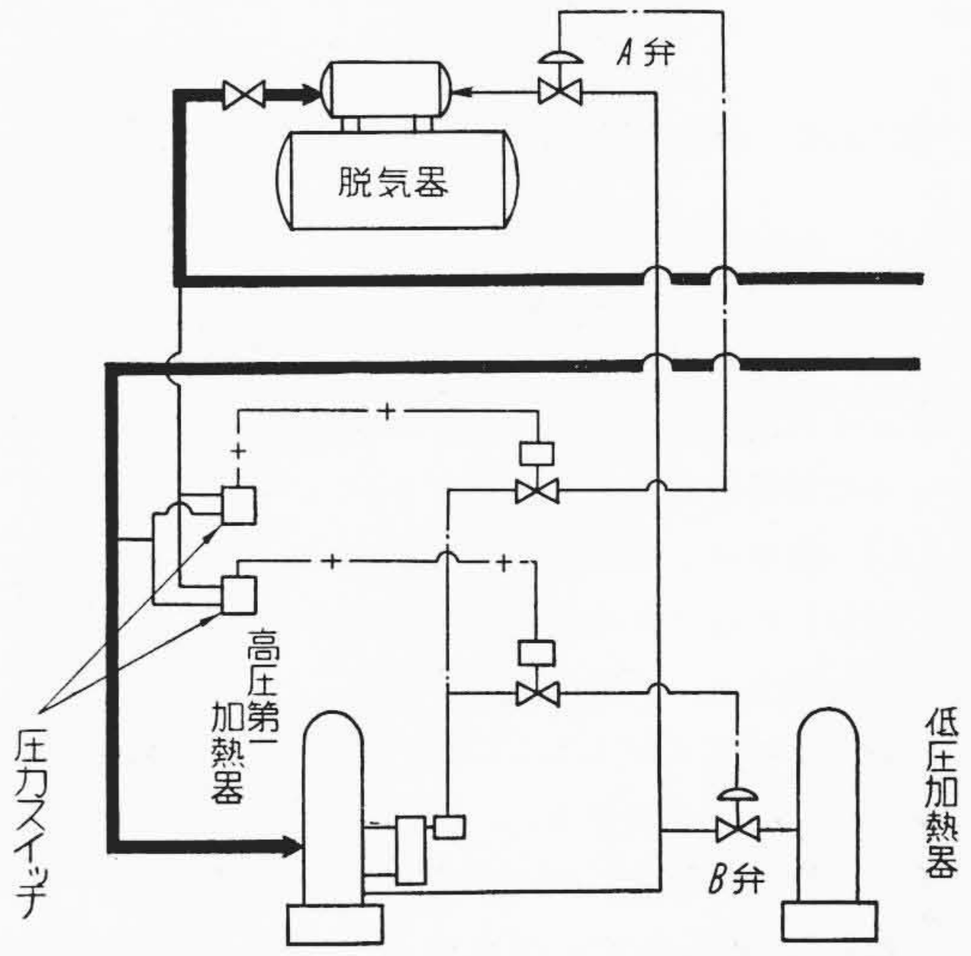
第10図に示すのがこれで 4.1.1 とはまつたく反対の方法をとる。すなわち脱気器の水位は復水ポンプ出口のダイヤフラム弁を調節して一定に保ち，復水器ホットウェルが高水位のときは復水ラインより蒸溜水タンクへ復水をのがし，低水位のときには蒸溜水タンクより復水器に補給水を導く。

脱気器の容量は通常10分間に処理する程度の保有水量を有し，パワーサイクルの中では最も容量が大きくプラント負荷の増減時のしわよせをこの脱気タンクで行い，かつ急変時においても給水ポンプの押し込み圧力を確保してポンプ入口でのキャビテーションそのほかの害をさけるようにする。また復水器の水位制御は直接復水器の性能に関係すると同時に最も重要なることは復水ポンプの押し込み圧力を保つことにある。復水器ホットウェルは通常1～5分間に復水する程度の容量をもたせる。

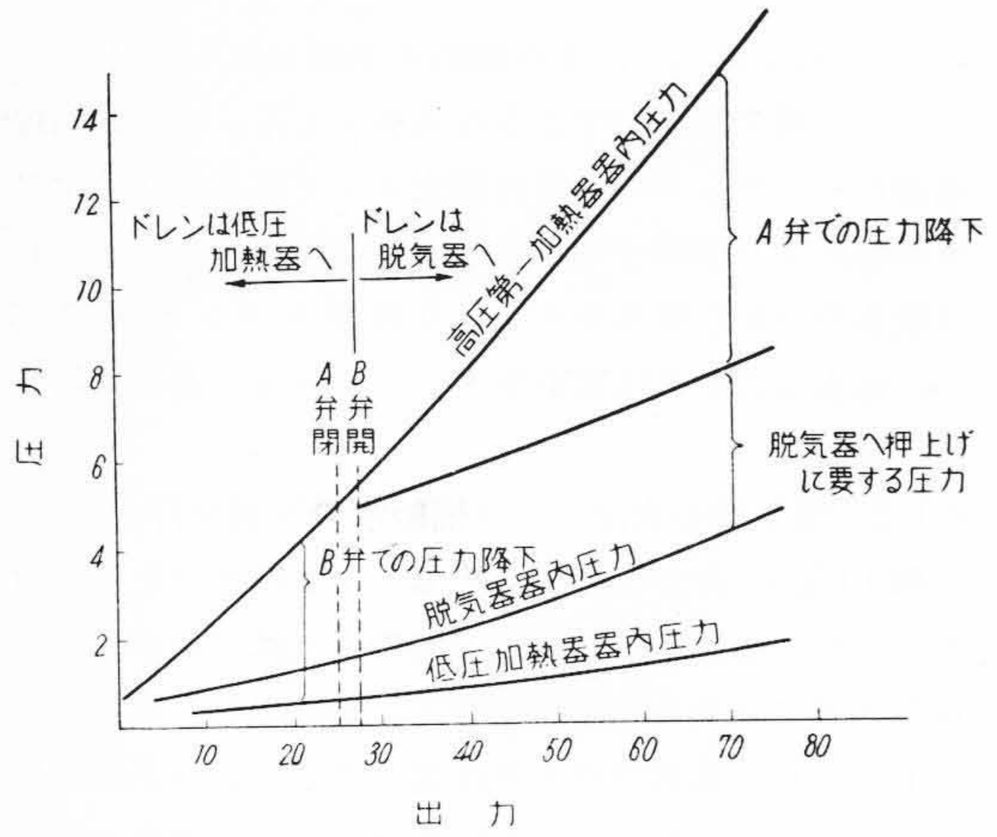
上記二つの制御方式を比較してみると

(1)　補給水の応答

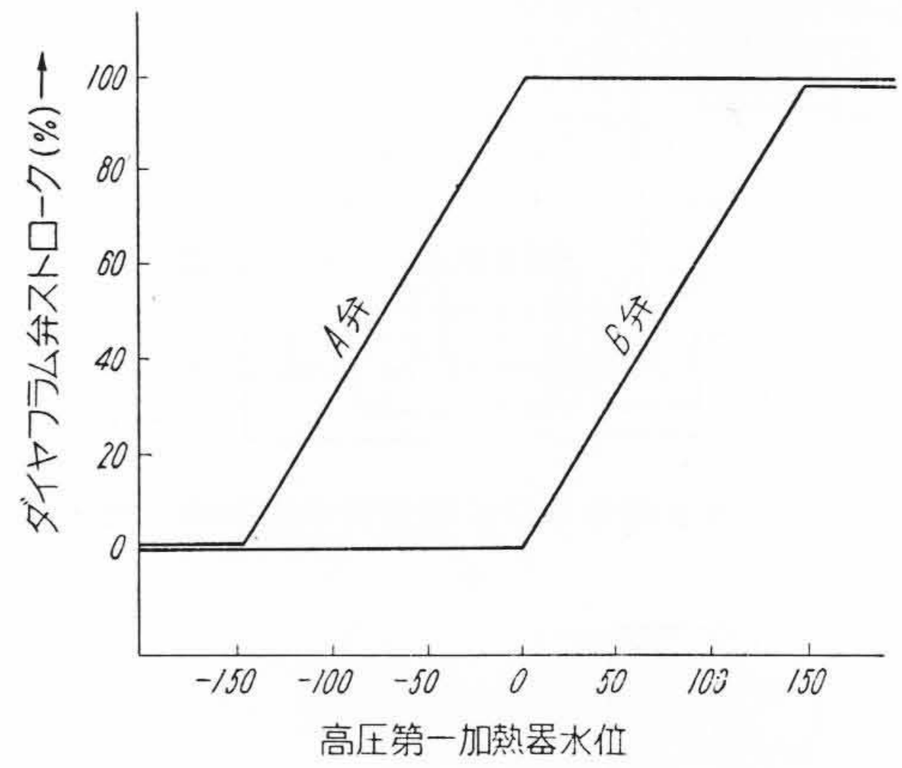
この点については 4.1.2 が 4.1.1 よりすぐれている。すなわち 4.1.1 の方式では脱気器が低水位になつた時にまず蒸溜水タンクより復水器に補給し，これよ



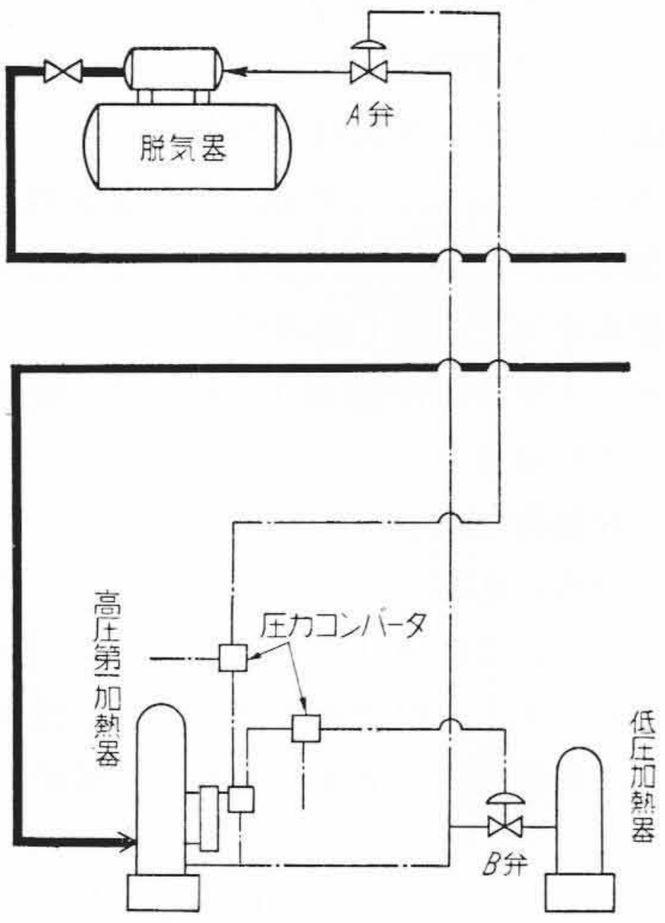
第11図　差圧検出式高圧加熱器ドレン切換系統図



第12図　差圧検出特性曲線



第14図　高圧加熱器水位とダイヤフラム弁ストローク関係



第13図　水位検出式高圧加熱器ドレン切換系統図

り復水ポンプによつて脱気器に汲み上げようとするものであるのに対して4.1.2の制御方式は復水器ホットウェルの水位が低下した場合には直接にそのホットウェルに補給を行うことができる。

（2）　復水ポンプの押し込み圧力

4.1.1 の場合には常に一定に保つことができる。

（3）　給水ポンプの押し込み圧力

4.1.2 の方式が4.1.1に比べて安定した押し込み圧力を得ることができる。

（4）　Dead Band の大きさ

4.1.1, 4.1.2 のいずれの方式においても脱気器か復水器ホットウェルの水位が高い時は蒸溜水タンクにのがす弁を制御し，低水位の時は蒸溜水タンクより復水器に補給する弁を制御する。この高水位と低水位の間は水位制御を行わない Dead Band となるが，この大きさは4.1.1の方式を採用すると脱気器の容量が復水器ホットウェルの容量に比して大きいので4.1.2に比べて大きくとれて有利である。

4.2　高圧給水加熱器のドレン制御

高圧給水加熱器のドレンは通常カスケードドレン方式で脱気器に導入しているが低負荷になつた場合には高所に設置する脱気器に上がらなくなり低圧加熱器に導く。この場合のドレンの切換え制御には次に示す二つの方式がある。

4.2.1　差圧検出切換方式

第11図 に示すように脱気器と高圧第一加熱器の加熱蒸気の圧力差を検出して，この差圧がある一定値以下になれば操作空気を切り換えて低圧加熱器に疏水を導くようにする。これについてタービン負荷に対し脱気器と高圧第一加熱器の加熱蒸気の圧力とドレン制御弁の開閉の関係を示したのが **第12図** である。

4.2.2　水位検出制御方式

この方式は高圧給水加熱器の水位の検出に Split level control range のものを使用するものでこれを系統図に示したのが**第13図**である。負荷が減少して高圧第一加熱器の器内圧力がドレンを脱気器に送入するに十分でなくなつた場合に弁Aは全開になつたままで水位は上昇し，自動的に弁Bが開き始めてドレンを低圧加熱器に導くようになる。この水位とダイヤフラム弁のストロークの関係を示したのが **第14図** であり，低負荷時では中央以上の水位で制御するようになる。

4.2.2 の方式は高圧給水加熱器が竪形の場合にはほ

とんど問題にならないが横型の場合には低負荷時に水位が上昇した位置で制御することになるので加熱面積が少なくなつて実際上は横型の場合にこれを採用するのは無理である。

上記の 4.2.1, 4.2.2 の方式を比較してみると

(1) プラント効率の点

4.2.2 の方式を採用する方が 4.2.1 に比べて有利である。すなわち 4.2.2 の場合にはドレンが脱気器に上がらなくなるぎりぎりまで低圧加熱器より高圧段である脱気器にドレンを導くことは効率を上げるに有利である。

(2) 高圧加熱器の加熱面積の減少

4.2.1 の場合には全然加熱面積の減少をみないのに対し 4.2.2 の場合には竪型の給水加熱器においても多少加熱面積は犠牲になる。

(3) 機構上の比較

4.2.1 の場合には圧力スイッチと操作空気切換弁をそれぞれ 2 個を必要とするのに対し, 4.2.2 の方式では圧力コンバーター 2 個を要するのみでシンプルである。

5. 結　　言

以上火力発電所制御の一端に触れたが, 現在の発電所の進歩発展は各機器の高性能化, 複雑化を予想させるのみならず, 各機器の機能をより有機的に考えて設計せねばならぬことを示唆している。したがつて各機器の制御も発電所全体としての統一的見地に立つて計画する方向に進まねばならないと考える。

参 考 文 献

(1) ジーメンス: 強制循環型汽罐 特許公告第124240号

(2) アスカニア: 貫流型蒸気発生器における蒸発区域の位置を確定する為の装置 特許公告 第 142969 号および第 158131 号

(3) John W. Cartinhour: Some Design and Economic Aspects of Super Critical Boiler Heat Engineering 1954

(4) K. A Rakov L. B. Krol. M. D. Panasenko and N. V. Bulyakova 300ata 600°C の蒸気条件に対する実験用貫流ボイラ 火力発電 may 1957

(5) R. Michel: Der Bensenkessel als Dempferzeuger für höchste Drücke and Leistungen Energie Juni 1956

(6) S. N. Fiala: First Commercial Supercritical-Pressure Steam-Electric Generating unit for Philo Plant Trans A. S. M. E Feb. 1957

(7) W. H. Rowand and A. M Frendberg: First Commercial Supercritical-Pressure Steam Generator for Philoplant Trans. A.S.M.E Feb. 1957

(8) M. A Eggenberger: Overspeed Protection of Reheat Turbin-generators A.S.M.E paper 54-F-26 1954

最近の日立製作所社員の自動制御に関する社外寄稿一覧　(その 6)

(第 48 頁より続く)

題　　目	氏　　名	誌　　名	巻　　号	頁	年　月
繰返し型アナログコンピュータとその応用	三　浦	電 子 工 業	3	23	29—12
アナログコンピュータの非線型要素の試作と検討	三　浦, 沼　倉 衣　川	電気学会誌	75　800	481	30— 5
日立繰り返し型アナログコンピュータとその応用	三　浦, 只　野	オ　ー　ム	42	34	30—11
低速度型電子管式アナログ計算機の確度について	三　浦, 青　木 日　比, 沼　倉	電気学会誌	76　815	896	31— 8
繰り返し型アナログ計算機の応用	三　浦	エレクトロニクス	2	156	31—11
アナログ電気計算機	小　倉	日 立 評 論	別冊第18号 通信機器特集号第 2 集	67	31—12
日立ポータブルアナログ計算機	三　浦, 安　藤 阿　部, 長谷川	日 立 評 論	39　2	219	32— 2
運輸技術研究所納日立低速度型アナログ計算機	三　浦, 阿　部 永　田, 河　村	日 立 評 論	39　8	985	32— 8
サーボ掛算器の解析	沼　倉, 三　浦 阿　部, 鴨　井	電気学会誌	77	1,009	32— 8
低速度型アナログ計算機用積分器の演算誤差について	三　浦, 阿　部 永　田	電気学会誌	77	1,038	32— 8
電子管式アナログ計算機とその応用 (1)	只　野	オ　ー　ム	45　1	49	33— 1

(第 95 頁に続く)