

# 内蔵形復水器逆洗弁の操作について

## Operation of Built-in Type Condenser Reversing Washing Valve

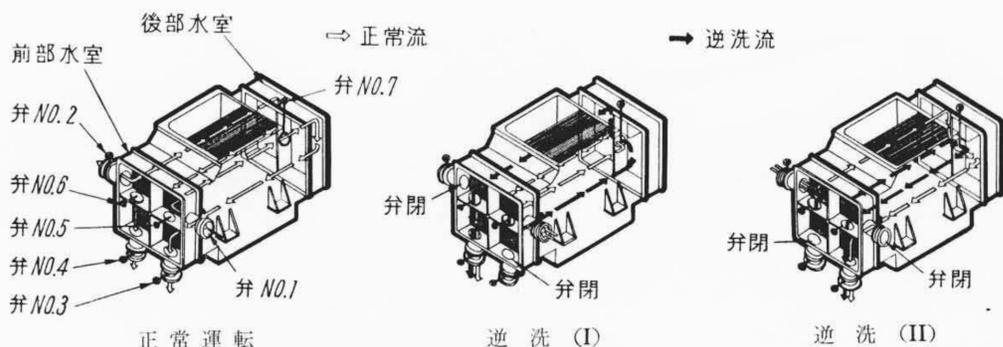
手島友亮\* 山部正博\* 小原哲夫\*\*  
Tomosuke Tejima Masahiro Yamabe Tetsuo Obara

### 内 容 梗 概

復水器の冷却管内を洗浄するために逆洗弁が使用されてきたことは周知であるが、従来はすべて冷却水配管系統に設置された別置形逆洗弁によって行なわれてきた。本文はこれを復水器水室に内蔵させたいわゆる内蔵形逆洗弁を使用することにより小形軽量にできるばかりでなく機器設置面積の節減を計るものである。しかしこの方式は数個の弁をシーケンシャルに操作することが復水器の機能上絶体必要であり、これらの弁の操作方式を検討しその一方法を提案した。

### 1. 緒 言

復水器が冷却効率を低下することなく高性能で運転を持続するためにはまず冷却管を常に清浄に保持することが必要である。これを行なうためには冷却管内に付着する泥、砂、海藻、そのほかの浮遊物を除去すればよい。実際には管内冷却水を逆洗弁を用いて随時逆洗<sup>(1)</sup>させてその目的を達している。従来の別置形逆洗弁は操作方式は簡単であるが比較的大形で設置面積もかなり必要である。今回中国電力株式会社水島発電所納125,000kW用として採用した内蔵形復水器逆洗弁はわが国最初のものであり小形軽量にして機器の配置上好ましいものである。この方式は7個の蝶形弁を使用するが、これらをいかなる順序で操作すべきか、また運転に支障をきたすようなことはないかなどを検討するために実際の復水器冷却水管系統と同じ流水経路をタンクと管で形成し、これに実物と相似の蝶形弁を取付けて各弁の開閉順序と各管内の流速変化などを実験的に確かめその成果として実機内蔵形復水器逆洗弁の操作方法を提案した。



第1図 実機復水器の構造図

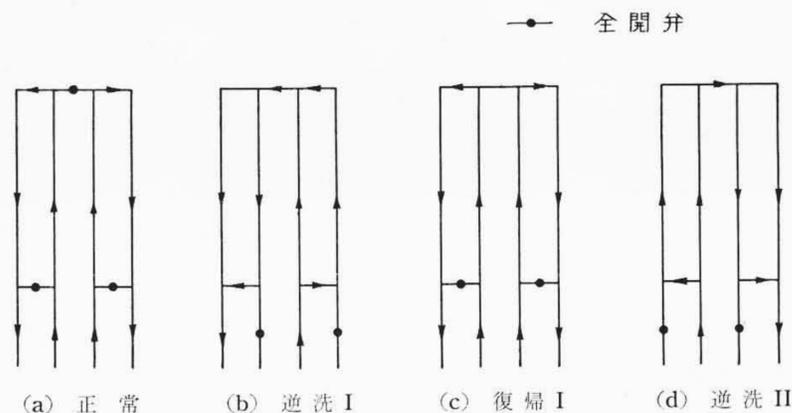
### 2. 内蔵形復水器逆洗弁の逆洗方式

第1図は内蔵形復水器逆洗弁の構造図で前部水室と後部水室には多数の冷却管がそう入してあり、正常運転時には矢印方向に冷却水が流れている。逆流洗浄(以下“逆洗”と略す)方法は四つの段階に分けられ、各段階における蝶形弁(以下“弁”と略す)の開閉状態ならびに流水経路は第2図および第1表に示すとおりである。すなわち、(a)正常運転から弁 No. 2, No. 3, No. 5, No. 6 および No. 7 の開閉操作により(b)逆洗 I となし、この状態で泥、海藻など冷却管内の付着物が除去されるまで洗浄する。しかるのち類似の方法で(c)復帰 I, (d)逆洗 II および(e)復帰 II すなわち(a)正常へと各操作を行なう。ここでこの復水器の構造は弁 No. 7 に関して左右対称であるから、(a)と(c)の差異すなわち弁 No. 7 の開閉は、復水器内の流動状況にはほとんど影響しないと考えられる。したがって(a)正常から(b)逆洗 I へ操作する場合、弁 No. 7 をまず開きしかるのちにほかの弁を操作する方法を見出せば、他の段階(c), (d), (e)への操作はまったく同じ方式で操作して逆洗を完了せしめることが可能である。かかる見地から、以下の実験ならびに検討は正常から逆洗 I への操作方法についてのみ行なった。

### 3. 実験装置ならびに実験方法

実機復水器の各水室間には多数の冷却管がそう入されているが、

\* 日立製作所日立研究所  
\*\* 日立製作所日立工場



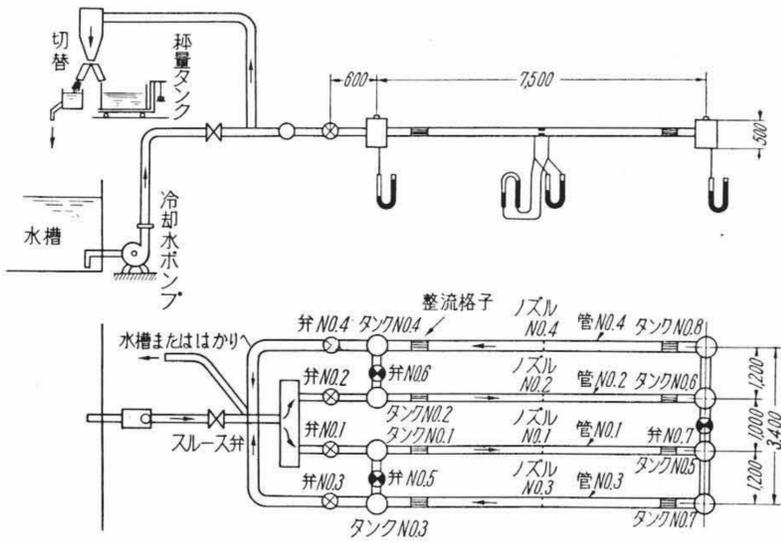
第2図 逆洗の各段階における流水経路

第1表 逆流洗浄時の各状態における弁開閉一覧

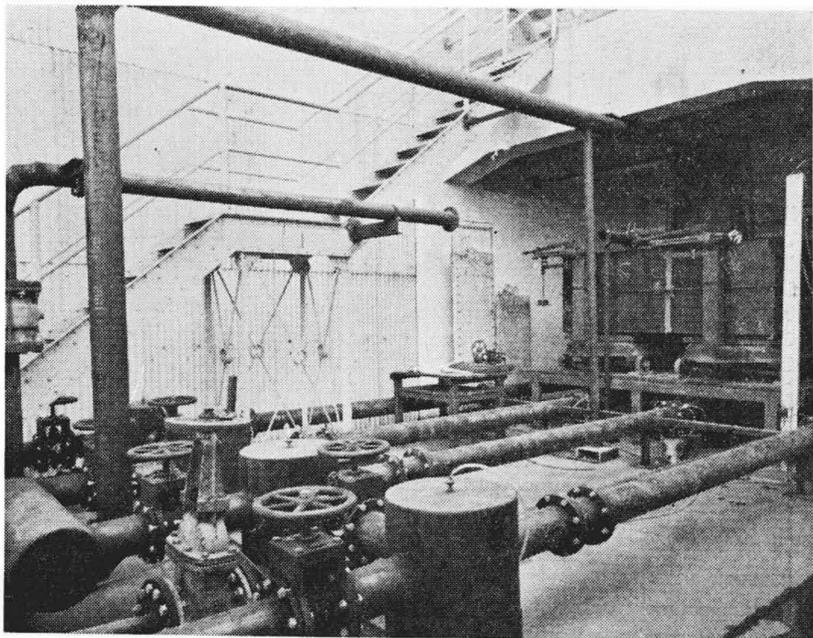
弁番	○ 開状態 ● 閉状態						
	1	2	3	4	5	6	7
正常	○	○	○	○	●	●	●
逆洗 I	○	●	●	○	○	○	○
復帰 I	○	○	○	○	●	●	○
逆洗 II	●	○	○	●	○	○	○
復帰 II	○	○	○	○	●	●	●

本実験は第3図と第4図にみるとおり各水室をタンクに、また各冷却管群を1本の管に置き換えた装置によって実施した。第3図は正常運転時の状態を示したもので、渦巻ポンプにより水槽から汲み上げられた水は圧力調整用スルース弁を通して分岐管にはいる。これから弁 No. 1, 水室タンク No. 1 および流量測定用ノズル No. 1 を経て水室タンク No. 5 に至る。次にタンク No. 7, ノズル No. 3, タンク No. 3 および弁 No. 3 を経て、反対側の弁 No. 4 を通ってきた水と合流して切替装置を経て秤量タンクまたは水槽へもどる。

実験はまず各管内に設けられた流量測定用の4個の丸形ノズルの正流(正常運転時の各管内の水流方向を正とする)および逆流時の流量係数を検定し、次に弁開度の種々の組み合わせ状態における各管内の流速とタンク圧力の変化の様相を明らかにした。操作弁の開度



第 3 図 実 験 装 置



第 4 図 実 験 装 置 外 観

指示は  $\theta=100\%$  が全開で  $\theta=0\%$  は全閉状態を表わす。なお、使用する渦巻ポンプの Q-H 曲線は本実験の使用範囲ではほぼフラットであり、また実験の圧力基準は正常運転時におけるタンク No. 1 の圧力が一定値となるよう調整した。

#### 4. 弁開閉操作順序の検討

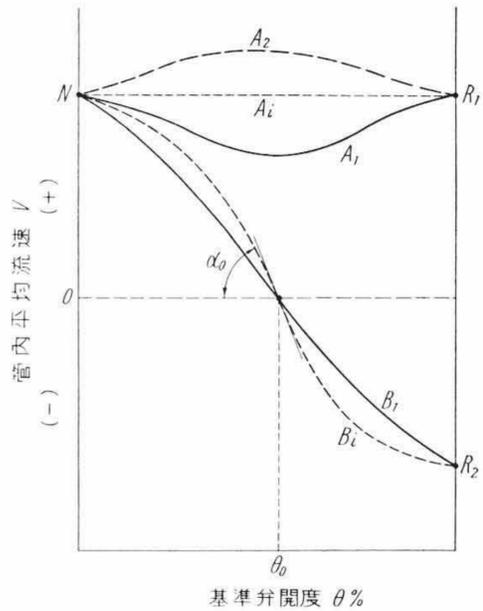
##### 4.1 操作上留意すべき事項

逆洗操作に際して特に留意すべき事項として次のことが考えられる。

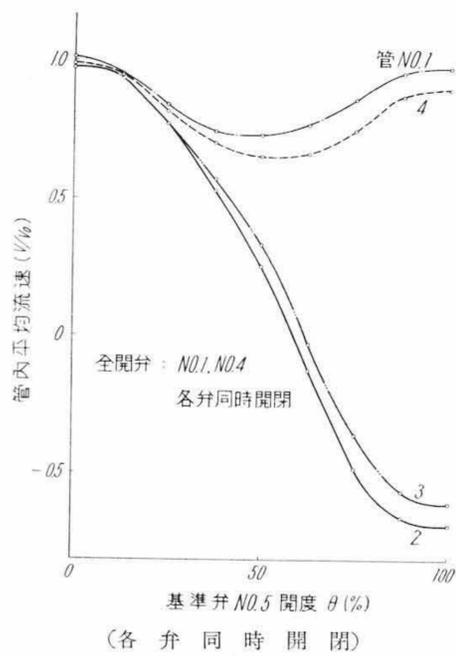
- (1) 逆洗時の冷却水量の減少による真空の低下を極力少なくすること。冷却水量の急減は復水器の真空を異状に低下させ、その結果、タービントリップ、あるいはボイラ蒸発量の増大によるキャリーオーバーの原因となる。
- (2) 弁操作方法が簡単で誤動作がなく流速の変化がスムーズであることが望ましい。

##### 4.2 流速変化の理想的な形状

後述する実験結果に明らかなように、各操作弁を同時に開閉した場合には、各管内の流速変化はおおよそ第 5 図の  $A_1$  (冷却管 No. 1 と No. 4 に相当) および  $B_1$  (冷却管 No. 2 と No. 3 に相当) 曲線のようになる。図は基準の弁開度に対する各管内の平均流速を表わしたもので、弁を開閉する角速度は一定であるから横軸  $\theta$  は時間軸と考える。各弁の開閉操作を同時に開始した場合には、正常運転時の N 点から曲線  $A_1$  および  $B_1$  を通って逆洗状態の  $R_1$  および  $R_2$  点に至る。ここで  $B_1$  に相当する管の流速  $V=0$  の付近で曲線  $A_1$  の流速が小となっている。したがってこの付近では復水器全体の冷却能力



第 5 図 管内流速変化の傾向



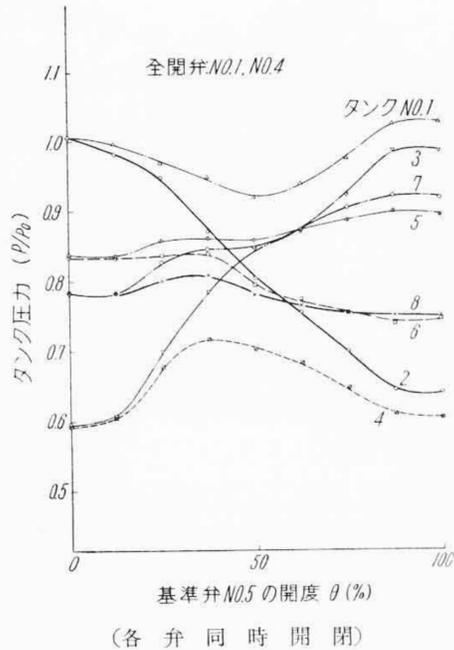
第 6 図 管内平均流速と基準弁開度の関係

が低下してタービンの背圧が高くなる。これを改善するためには曲線  $B_1$  のように  $V=0$  付近の傾斜角  $\alpha_0$  を大となし、さらに  $A_1$  または  $A_2$  のように流速の低下がないようにすればよい。

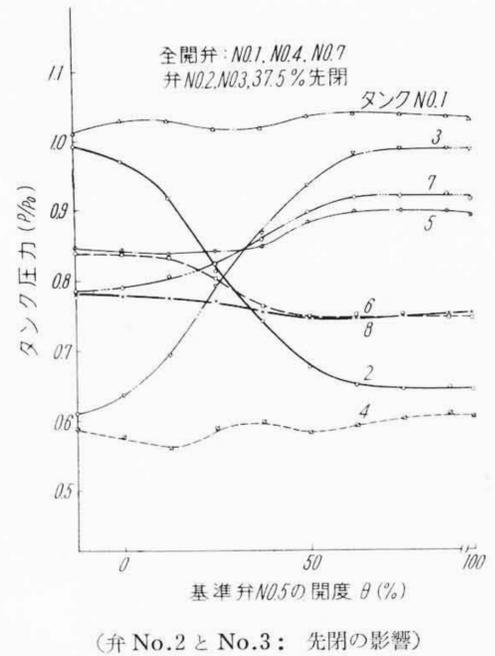
#### 5. 実験結果と考察

##### 5.1 同時開閉の影響

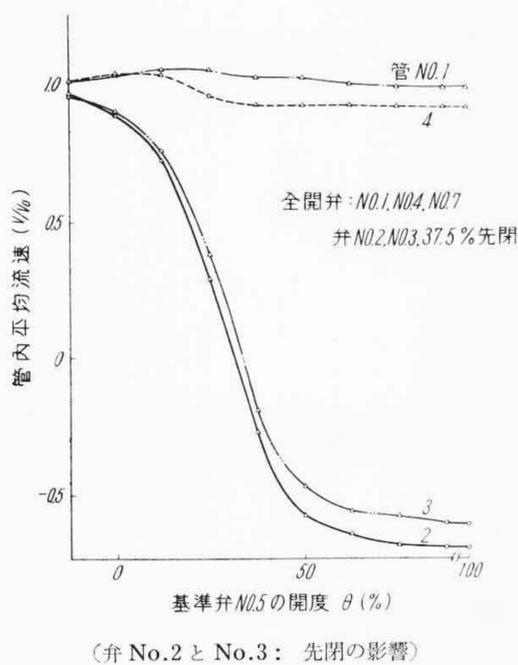
正常状態から逆洗 I の状態へ操作する場合に、弁 No. 7 を初めに全開し次にほかの弁を開閉するよい方法を見出しうるならば、この方法をそのまま他の段階の操作に適用して逆洗を完了することが可能となる。第 6 図は基準弁 No. 5 の開度  $\theta$  に対する各冷却管の平均流速比  $V/V_0$  ( $V_0$  = 正常運転時の流速) の変化を示したものである。図には各弁の開閉操作を同時に開始した場合の関係を示してある。ここに基準弁とは、たとえば弁 No. 7 を先全開とする場合には、ほかの操作弁 No. 2, No. 3, No. 5 および No. 6 のなかで閉→開となる弁のことで、弁 No. 5 と No. 6 が基準弁となる。したがって操作開始の時期について特に指定のない操作弁は基準弁と同時に操作を開始することになる。図で注目すべきことは、管 No. 2 および No. 3 の流速が零となる付近で管 No. 1 と No. 4 の流速が相当減少することである。このことは逆洗時の冷却効果がかなり低下することで、逆洗時のタービン出力を下げねばならないことになる。第 7 図は各弁の開閉操作を同時に開始した場合のタンク圧力を示したものである。ここで管 No. 1 と No. 4 の流速はタンク No. 1 と No. 4 の圧力差に規定され、この差圧の小さいところでその流速は極小となって



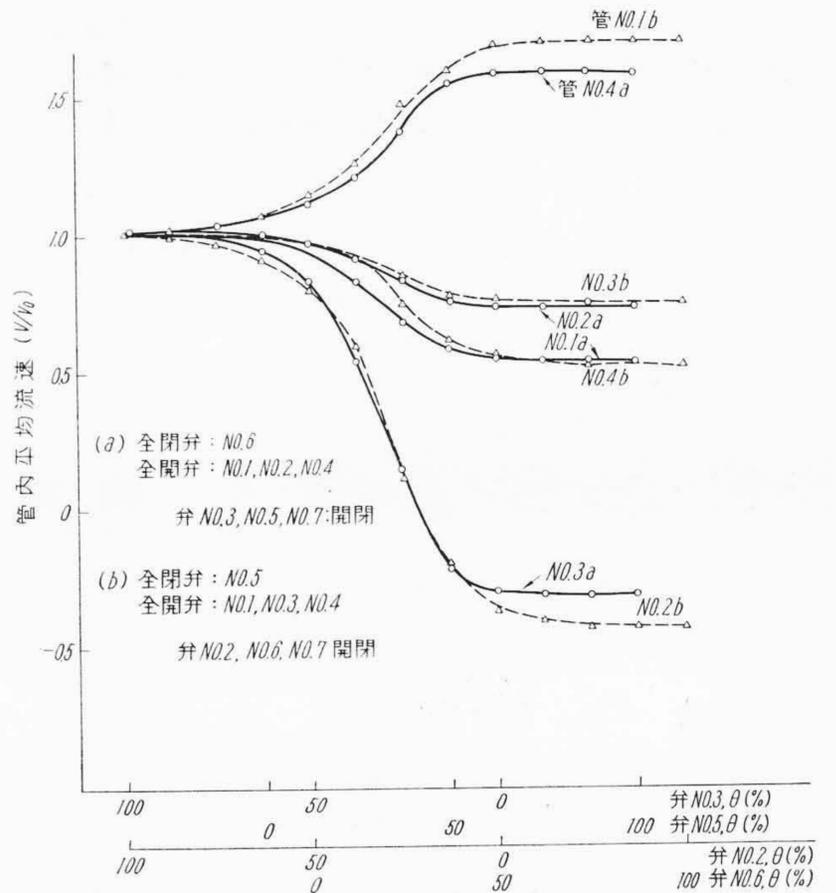
第7図 タンク圧力と基準弁開度の関係



第9図 タンク圧力と基準弁開度の関係



第8図 管内平均流速と基準弁開度の関係



第10図 操作弁故障時の流速変化

いる。

5.2 各弁先閉、後開の影響

第8図は弁 No. 2 と No. 3 を 37.5% さきに閉操作した場合の流速変化を示す。管 No. 1 と No. 4 の流速はほぼフラットとなり、管 No. 2 と No. 3 の  $V=0$  の開度  $\theta_0$  における傾斜角  $\alpha_0$  も大である。第9図はタンクの圧力変化を示したものである。圧力変化はほぼ対称でタンク No. 1 と No. 4 がフラットである。

弁 No. 3 を基準弁よりさきに閉じるほど管 No. 1 の流速は小となり、逆に管 No. 4 は急に大となる。

弁 No. 5 を早く開くほど管 No. 1 の流速はかなり小となり全般的に悪い傾向を示す。

弁 No. 6 をおそく開いた場合は管 No. 1 の流速はほとんど変わらないが管 No. 4 の流速は大幅に増大する。また  $\theta_0$  の傾向はほかの傾向と異なって大きくなっており、その割合は管 No. 2 のほうが著しい。傾斜角  $\alpha_0$  はわずかではあるが大となっている。

弁 No. 7 は初めに全開としなくても 50% くらいさきに開けば全開した場合と大きな差異はない。

5.3 弁開閉機構故障時の検討

実機復水器の逆洗においては、その各部の流動抵抗、冷却水ポンプの性能などが本実験装置と異なるので、この結果をそのまま適用することはできない。しかし、ここで得られた最良の弁操作順序は

そのまま適用しうるものと考えられるので、なんらかの原因によって弁が作動しなかった場合に、内部の流れがいかになるかを検討した。ここで、実機の操作回路は弁 No. 3 と No. 5 および弁 No. 2 と No. 6 とはそれぞれ連動式になっているので、故障として次の三つの極端な場合が考えられる。

5.3.1 弁 No. 7 が作動せずにほかの弁が作動した場合

この場合は弁 No. 7 が全閉のまま、弁 No. 2 と No. 3 が全閉となるので冷却水は完全に停止してしまう。したがって、弁 No. 7 が開操作を完了しなければほかの弁が絶対に起動しないような操作回路にすることが必要である。

5.3.2 弁 No. 2 と No. 6 または弁 No. 3 と No. 5 が作動しなかった場合

第10図は (a) 弁 No. 7, No. 3 および No. 5 は規定どおり作動したが、弁 No. 2 と No. 6 が故障のため動かなかった場合の管内流速の変化および (b) 弁 No. 7, No. 2 および No. 6 は作動したが弁 No. 3 と No. 5 が動かなかった場合の管内流速の変化を示したものである。図で管 No. 4 および No. 1 の流速は  $V/V_0 \approx 1.5$

とかなり大となり、他は $|V/V_0| \approx 0.6$ である。この場合の各タンク圧力は(a)では全般に高く(b)では全般に低い。冷却管から水室へ流入する場合の急拡大によって局部的圧力降下が起るので、タンク No. 4 a および No. 7 b は気泡が発生しやすいと考えられる。

### 6. 操作弁の位相開度の算定

各操作弁の位相開度は、上述せる実験結果からその概略値を推定することは可能であるが、復水器の内部形状および配管などが異なった個々の場合に対して、最適の位相開度を知ることが最も重要な問題である。このためには冷却水ポンプの Q-H 性能を含めた循環水系統全体の平衡を満たす各弁の位相開度を求めればよい。したがって

- (1) 冷却水ポンプの Q-H 性能
- (2) 復水器内部の流量と水頭損失の関係
- (3) 復水器外部の全配管の流量と水頭損失の関係
- (4) 冷却水の吸込水面と排出水面の高さの差

を知れば各弁の位相開度を簡単に求めることができる。詳細は省略するが、一つの実例について各部分の水頭損失を概略見積って各弁の位相開度を算出してみたが、その操作順序は実験的に得られた結果と一致する。

### 7. 結 言

本実験装置は実機復水器とはかなり細部の形状が異なるので、本実験結果を実機に応用するには、冷却水ポンプの性能、復水器内部の水力抵抗および配管の損失などを比較検討しなくてはならないが、ここで得られた方式すなわちまず弁 No. 7 を開き、次に弁 No. 2 と No. 3 を閉じはじめ、次に弁 No. 5, No. 6 を同時にまたは No. 6 を最後に開きはじめる方式(特許出願中)は同形式の復水器にはそのまま適用可能である。また実機の弁操作方法の決定に際しては、水室 No. 1 と No. 4 の圧力差が操作中あまり変化しないように調整すればほぼ良好な結果が得られよう。

終りに本研究の遂行に際してご支援とご教示をいただいた日立製作所本社玉木部長、日立工場綿森部長、中崎課長、日立研究所山崎部長ならびに有益な討論をいただいた関係各位に厚くお礼申しあげ

### 参 考 文 献

- (1) T. E. Hitzeman and H. W. Feist: Power Engineering, July (1958), p. 72  
J. S. Ferguson: Allis-Chalmers Electrical-Review, Vol. 24 (1959), p. 28



## 新 案 の 紹 介



登録新案第 553169 号

青 木 勝

### 採 炭 機

#### 構 造

コンベヤトラフ 1 上を移動させる機体 2 に対して揺動可能にカッタチェン 2d をそなえた平ジブ 2a をとりつけ、平ジブの下側に平ジブの先端部のスプロケットホイール 2c と同心でそれと一体に回転するホイール形切削具 2b を取り付ける。そしてホイール形切削具 2b の半径を平ジブ先端の弧状部におけるカッタチェンの旋回半径より大きくする。

#### 作 用

カッタチェン 2d を回転させて切削を行なうときはそれと一緒にホイール形切削具 2b が回転して切削が行なわれる。ホイール形切削具 2b はその半径が平ジブの先端の弧状部におけるカッタチェン 2d の旋回半径より大きくなっているので先行して切削を行ない、カッタチェン 2d はその上方の切削を行なう。したがって切削抵抗は少なくなる。

#### 効 果

- (1) ホイール形切削具 2b は回転摩擦なので摩擦損失が少なく、かつ切削面積も小さいので小さな馬力で足り、石炭の粉化も少なく、トラフのわきの石炭をもよく採掘することができる。
- (2) 透し厚さがコンベヤトラフの高さより高いので透切後直ちにコンベヤトラフを透し内に押しつけジャッキにより押しこむことができる。それゆえ透しの上の石炭は容易にコンベヤトラフ内に崩落し、または打落すことができるとともにカッペの延長、打柱も可能となるので天盤をよく支持することができる。(富田)

