

中国電力株式会社水島火力発電所納
125,000kW 火力発電プラントの概要とプラント機器

Outline of 125,000 kW Thermal Power Station and Equipment for
Mizushima Power Station, Chugoku Electric Power Co., Inc.

浦 田 星* 坂 井 彰*
Hoshi Urata Akira Sakai

内 容 梗 概

中国電力株式会社水島火力発電所納 1 号機 125,000 kW 発電設備は中国電力株式会社と日立製作所の協力の
もとに過去の実績を生かし、全技術を傾注して完成されたもので主機はもちろん、プラントの計画から系統の
細部に至るまで多くの新しい試みがなされている。
本文はこれらの点に関して、本プラントの熱サイクル、機器配置、主要プラント機器、配管系統、制御系統
などについて記しその概略を紹介するものである。

1. 緒 言

中国電力株式会社水島火力発電所は中国地方における系統火力として計画された高温高压高効率最新鋭のプラントである。
本プラントの第 1 号機は主蒸気圧力 127 kg/cm²g 主蒸気温度 538℃ 再熱蒸気温度 538℃ の 125,000 kW プラントでボイラ、タービン、発電機、復水給水加熱設備などプラント全般を日立製作所が一括受注し、目下据付け試運転中である。
本プラントは中国電力株式会社独特の構想と日立製作所の技術および研究とをあわせて多くの新しい構想が取入れられ、従来のプラントにない斬新な設計が行われた。これが完成すれば、大容量火力設備の技術に画期的進歩をもたらすと同時に、中国地区の電力需要の安定に多大の貢献をするものと確信する。

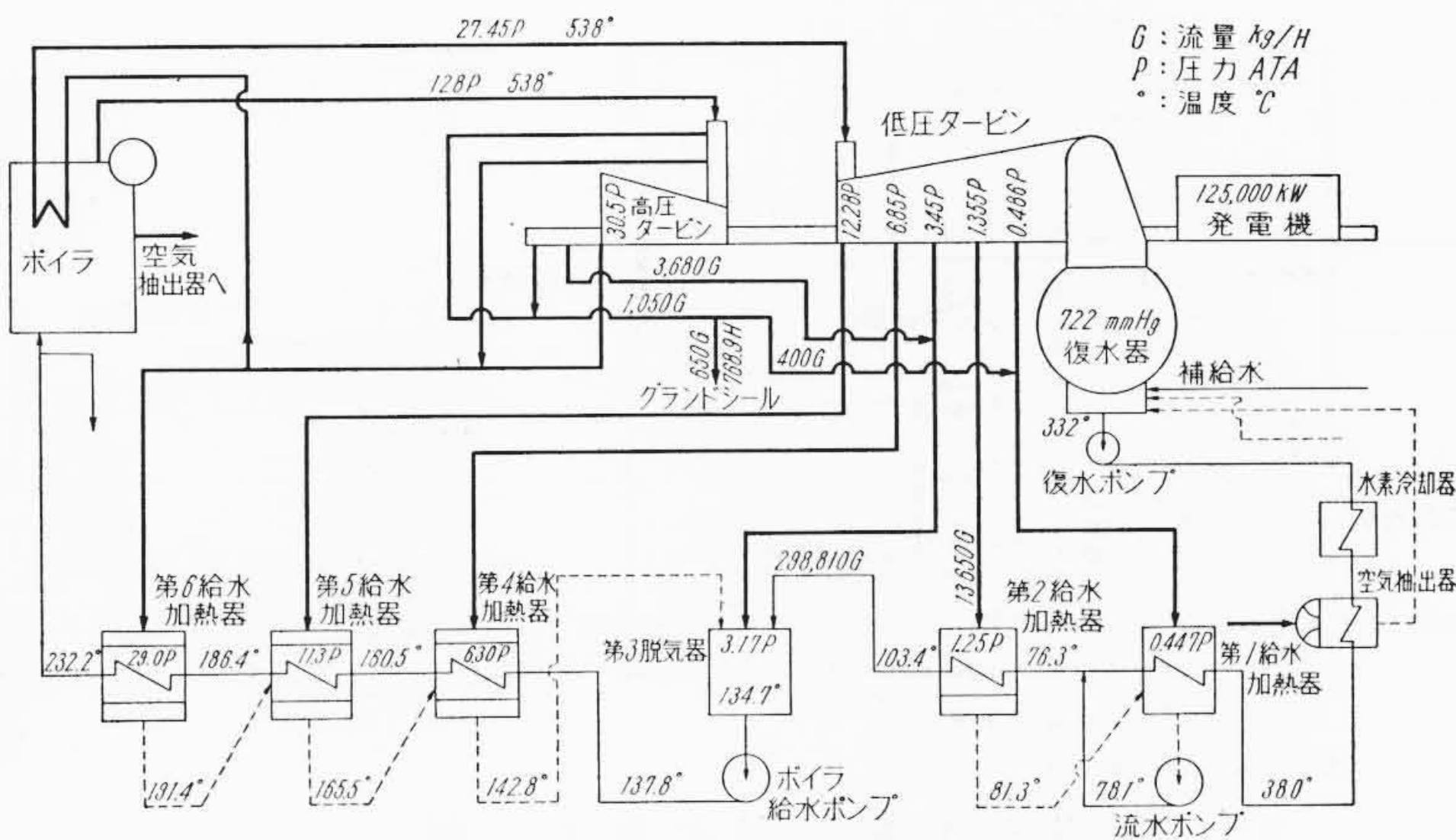
特に、本プラントの設計製作に当っては
(1) 発電機水素冷却に復水冷却方式などを採用することによりサイクル効率の向上をはかった。
(2) データロガーを採用し、常時の諸データのほか、効率の計算を行い、また急速起動時にもロガーを使用し、各種の制限値を計算して印字し、運転監視を容易にした。
(3) 騒音の少ない静粛なプラントとした。
(4) 起動時のブロー熱は全部回収する方式を採用した。
(5) 特に復水貯蔵槽などをおかない完全なクローズドサイクル⁽¹⁾とし、脱気器タンクの水位を負荷に比例して増減せしめる方式を採用した。
などの点に考慮が払われている。

本文はこれらの観点から熱サイクルの構成、機器の配置、主要プラント機器の特長、配管系統の特長などについて述べ、本プラントの概要を紹介するものである。

2. 熱サイクルの構成

本プラントの計画条件を第 1 表に示す。サイクル効率については最終段に 600 mm (26 inch) × 2 流を採用しているほか以下に述べるとおりサイクル効率を上げるための多くの考慮を払った。その結果タービンプラント効率は同クラスのプラントに比べて相対的に約 1.5 % 高い値をうることが期待されている。第 1 図は 125,000 kW における熱平衡線図を示し、6 段の抽気段数は高压給水加熱器 3 段、

* 日立製作所日立研究所



第 1 図 125,000 kW, 722 mmHg 熱平衡線図

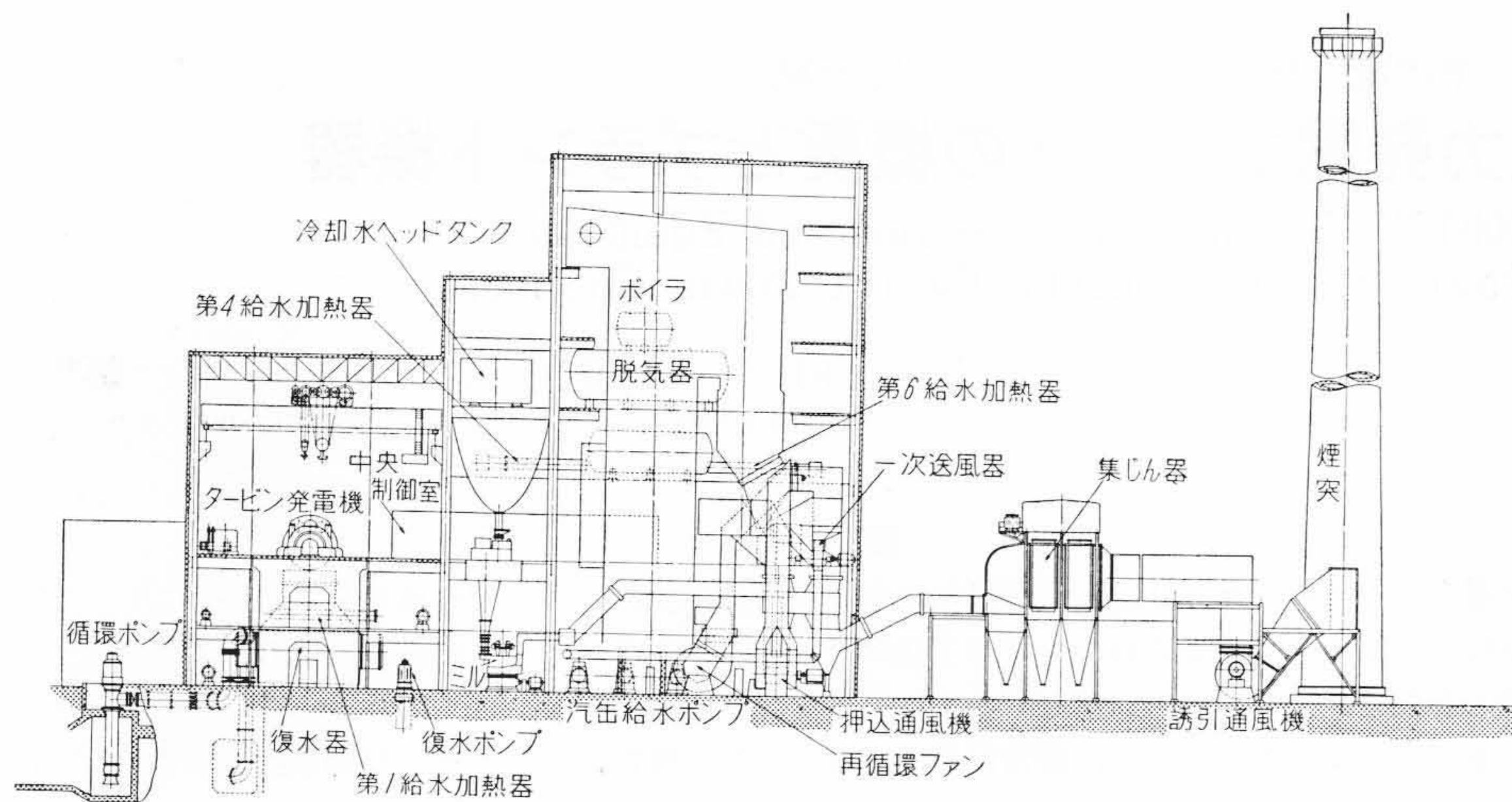
第 1 表 プラント計画要目

最大定格出力 (発電機端)		125,000 kW
発電機最大容量		160,000 kVA
蒸気条件	気 圧 (主塞止弁前)	127 kg/cm ² g (1,800 Psig)
	気 温 (主塞止弁前)	538℃ (1,000 °F)
	再 熱 気 温 (再熱塞止弁前)	538℃ (1,000 °F)
真 空	(175,000 kW 時)	722 mmHg (水温 21℃)
	回 転 数	3,600 rpm
	抽 気 段 数	6 段
	給 水 温 度	232.2℃
ボイラ 蒸 発 量 (最大連続)		435 t/h

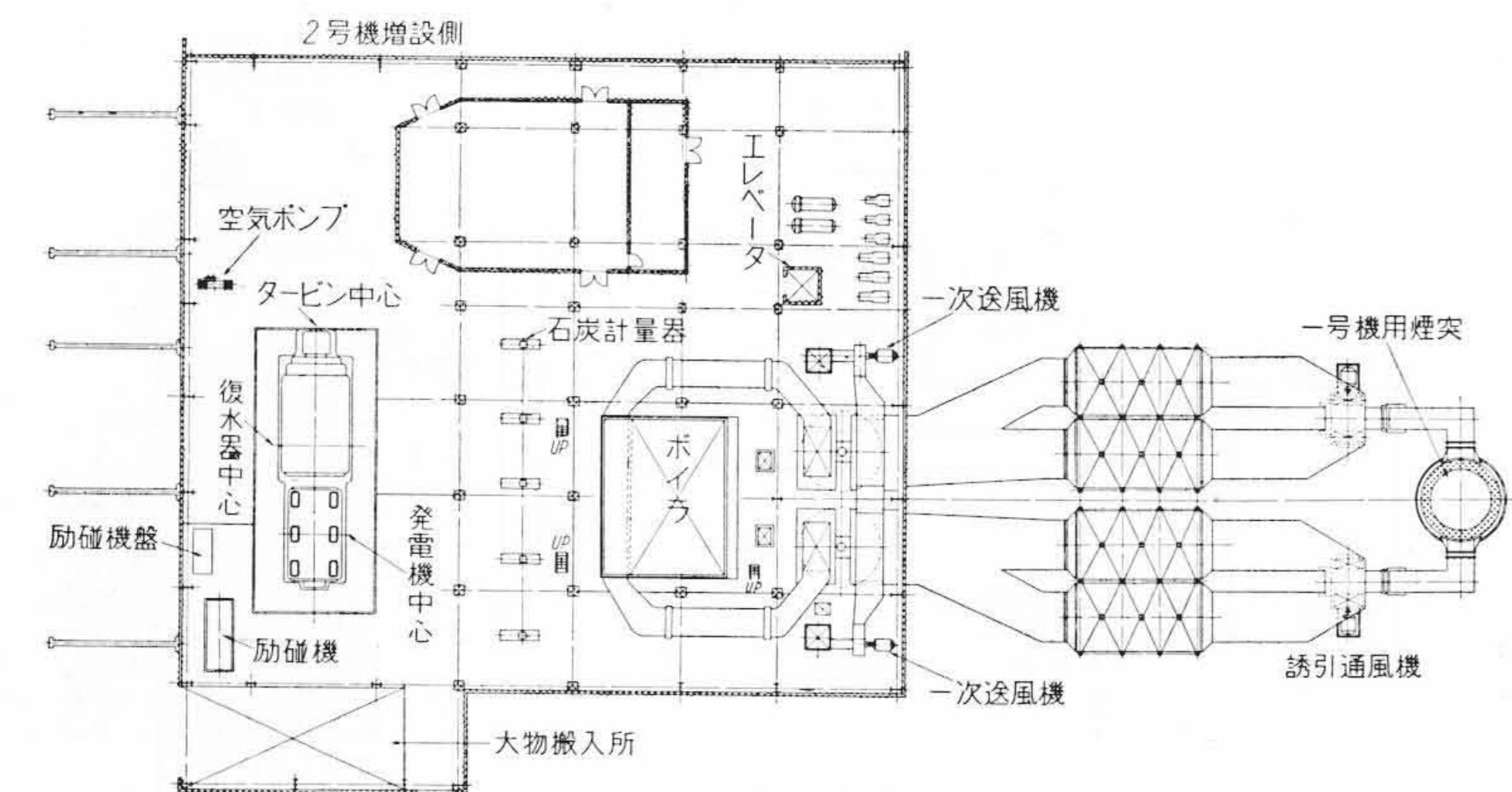
脱気器 1 段、低压給水加熱器 2 段よりなっている。最終段給水加熱器出口温度は 125,000 kW 真空 722 mm Hg の状態で 232.2℃である。

本プラントは、できるだけ外部熱を回収して熱効率の上昇を計っている。復水ポンプ出口の復水は、まず最初に発電機の水素冷却器を通し、発電機の損失熱を回収し、次に空気抽出器およびグランドコンデンサを通して蒸気の潜熱を回収している。ボイラの連続ブローは常時は行わないのでブローを考慮しない熱平衡線図となっている。

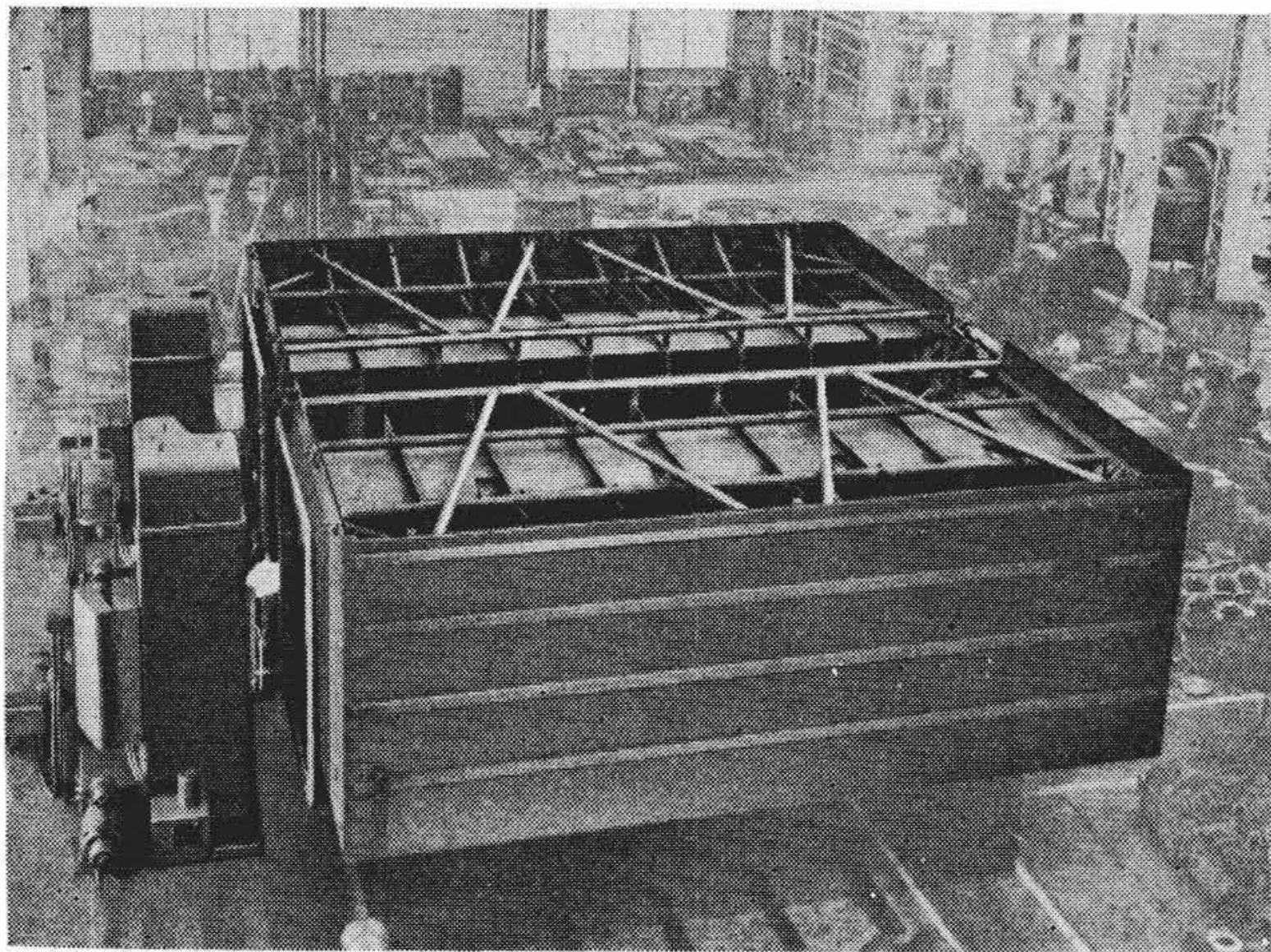
高压加熱器にはいずれもディスーパヒータ部およびドレンクーラ部を設けて抽気の有するエネルギーを有効に利用している。過熱度の少ない低压加熱器にはディスーパヒータ部は設けていないが、第 5 加熱器にはドレンクーラ部を、第 6 加熱器にはポンプドヒータ部を設けており、加熱器ドレンはドレンポンプで復水ラインに入れて効率の上昇をはかっている。



第2図 発電機器配置側面図



第3図 発電機器配置平面図



第4図 製作中の復水器

3. 機器配置の概要

本プラントは屋内形でボイラタービンはT形配置である。第2図はその側面図を示し、第3図は平面図を示す。ボイラとタービンの配置形式はT形である。中央室は1, 2号共用の部屋としてある。

タービン室のスパンは増設ユニットを考慮して21.5mとし、3階床面高さは10.7m、2階はコンクリート床としてここにグランドコンデンサ第2 低圧加熱器、メタルクラッドを配置した。タービン室のクレーンのつり上げ高さは8.5 m である。

高圧給水加熱器はタービン室には置かず横置としてボイラの横側3階床の中央室の上方に配置した。この方式で屋内のスペースを十分に活用するとともに補機類をできるだけ中央部に集めて、運転中

の監視を容易にした。同じ3階の高圧加熱器とは反対側にサージタンクを置き、これより復水器に補給している。またタービンのグランドシールタンクのないこのプラントでは復水ポンプ、ドレンポンプのグランド部および弁の封水にはこのサージタンクの静水頭を利用している。4階の床には脱気器および冷却水ヘッドタンクがある。

主配管をどのように通すかについてはその熱応力をいかに押えるかが最も大きな問題である。この主配管の熱応力解析はThe General Analytical Method⁽²⁾により理論方程式を作り、これを IBM にかけて解いたもので、主蒸気管の熱応力の未知数は30個にもなり、これまで IBM が導入されるまでは正確な解答が得られなかったものである。

全般的に各階配置にあたっては、運転、制御、配管、配線などを考慮して計画しており、しかも外観をそこなわぬように合理化された配置とした。

4. プラント機器の特長

高温高圧大容量化に伴いプラント中の主要機器である復水器、高圧給水加熱器、低圧給水加熱器、脱気器、各種熱交換器、制御機器なども、効率、信頼性、取扱い、材料、構造などの点から種々新しい技術が取り入れられた。第2表は主要機器の概略仕様を示している。

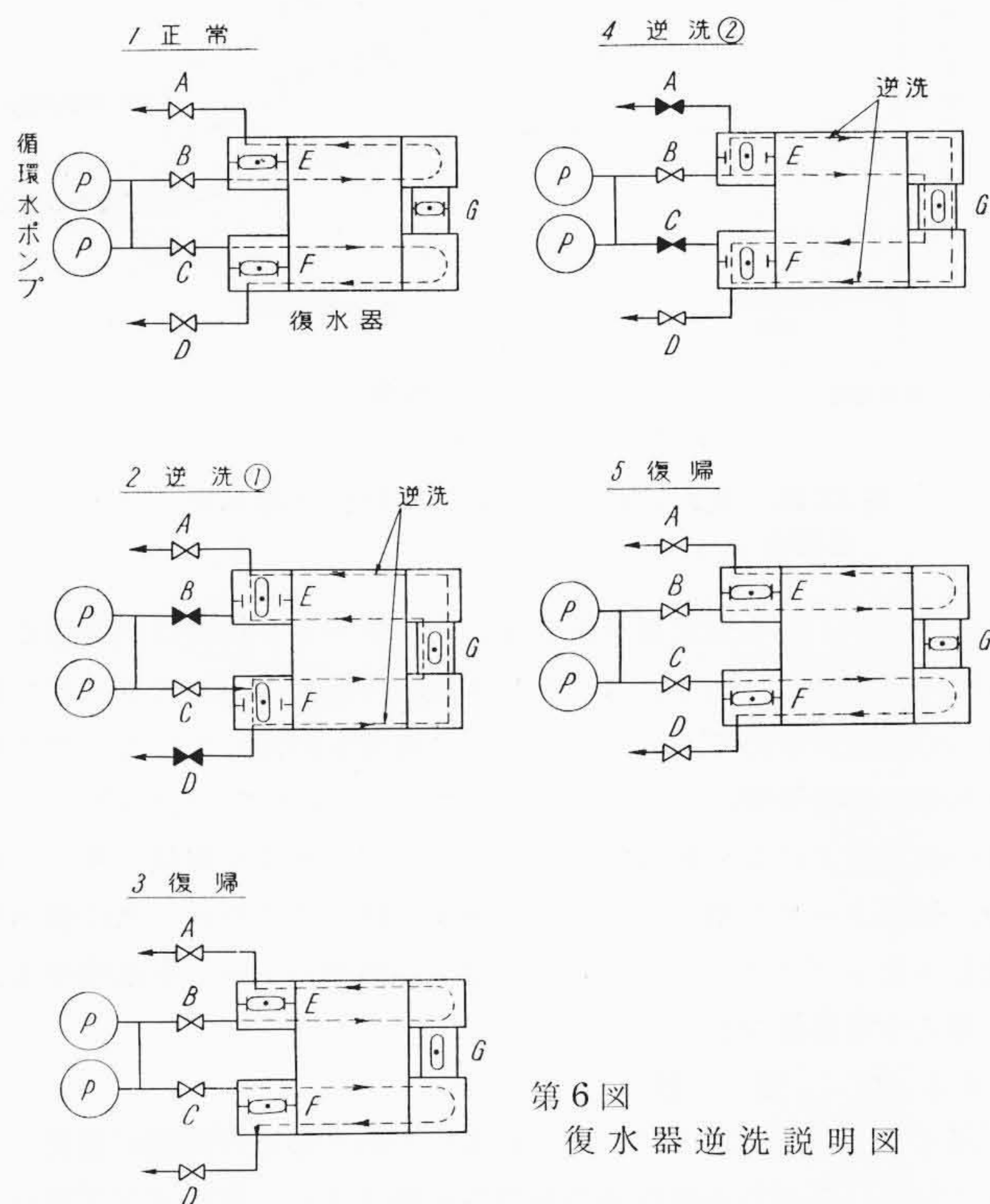
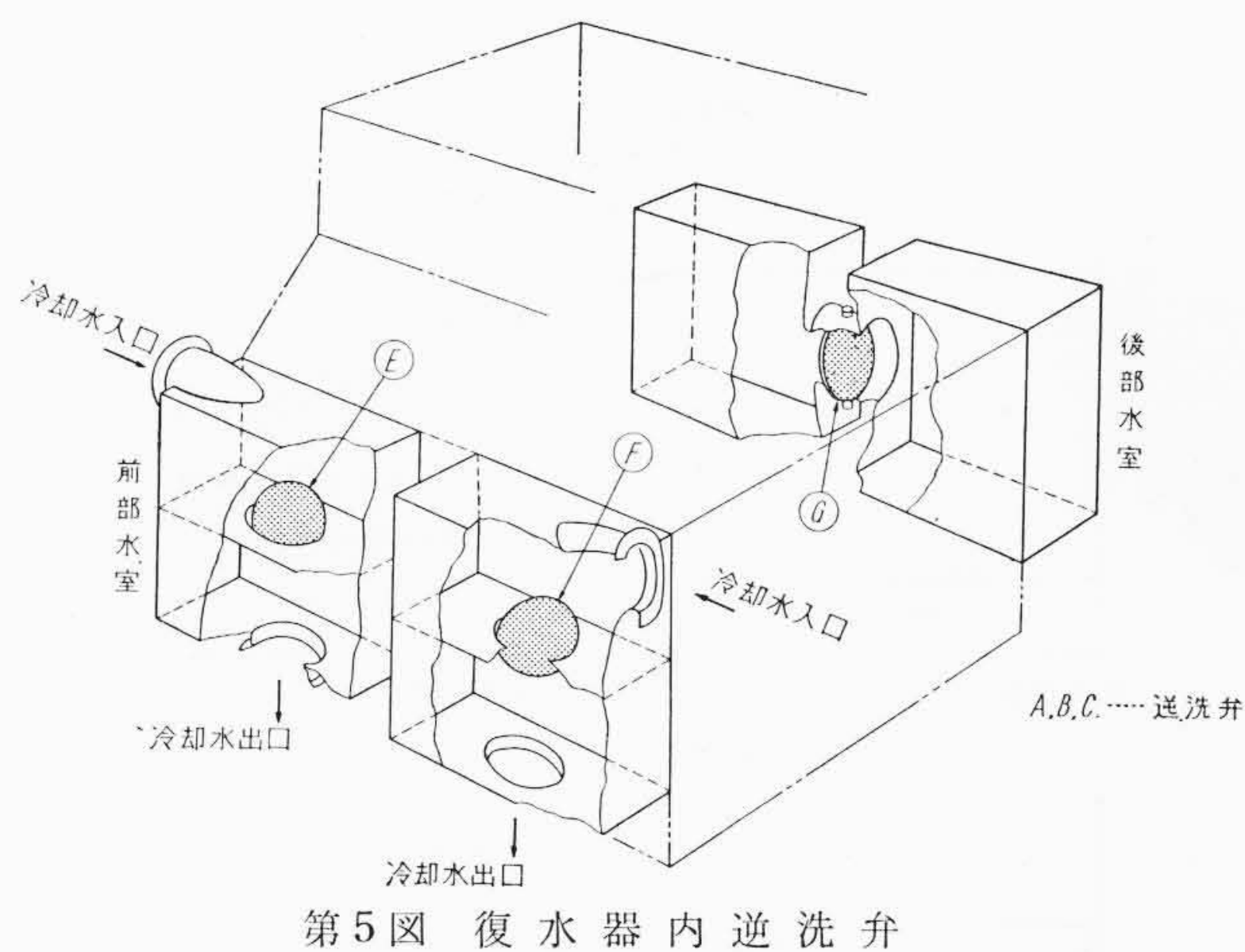
4.1 逆洗弁内蔵形復水器

第4図は本プラントに納入した製作中の復水器を示す。限られた架台下のスペースに有効に配置され、しかも高効率を発揮するように設計されている本復水器は、次のような特長をもっている。

(1) 内蔵形逆洗弁、多くのプラントでは外部にレバーシグバルブを設けて水を逆流させて冷却管のクリーニングを行う方式が採用されているが、このレバーシグバルブは水頭損失が多いため、第5図に示すように復水器水室の内部に弁を内蔵させ、外部の弁との切り換えにより、逆洗を行うものである。すなわち第6図のように、順序1から5までの工程を一定時間々隔で連続的に行う。この自動操作については日立研究所においてモデル実験を行い十分その機構を検討したものである。モデル実験の結果、復水

第2表 主要機器概略仕様

品 名			仕 様
復水器	冷却面積 冷却水量 真空室	積量	7,430 m ² 14,960 m ³ /H 722 mmHg 21°C
高圧給水加熱器	加熱面積	形 式	立形Uチューブ式
		加 熱 管 材 質	ニッケル 70, 銅 30 (モネル相当品)
		第 6 第 5 第 4	450 m ² 390 m ² 410 m ²
脱気器	処理水量 タ保有水量 出口酸素含有量		435 T/H 130 T 0.005 cc/l 以下
低給加熱器 圧水器	加面熱積	第 2 第 1	300 m ² 330 m ²
復 水 器	冷却器		320 m ² 120 m ²



器内の流量変化と復水器真空曲線は第7図と第8図に示すようになる。これにより通常の通水は外部設置形のいわゆるレバーシグバルブに比べて水頭損失が少なく、配置上からもすぐれた特長がある。この内蔵形の逆洗弁を採用することにより循環水ポンプの水頭が1,000 mm 程度節減できた。

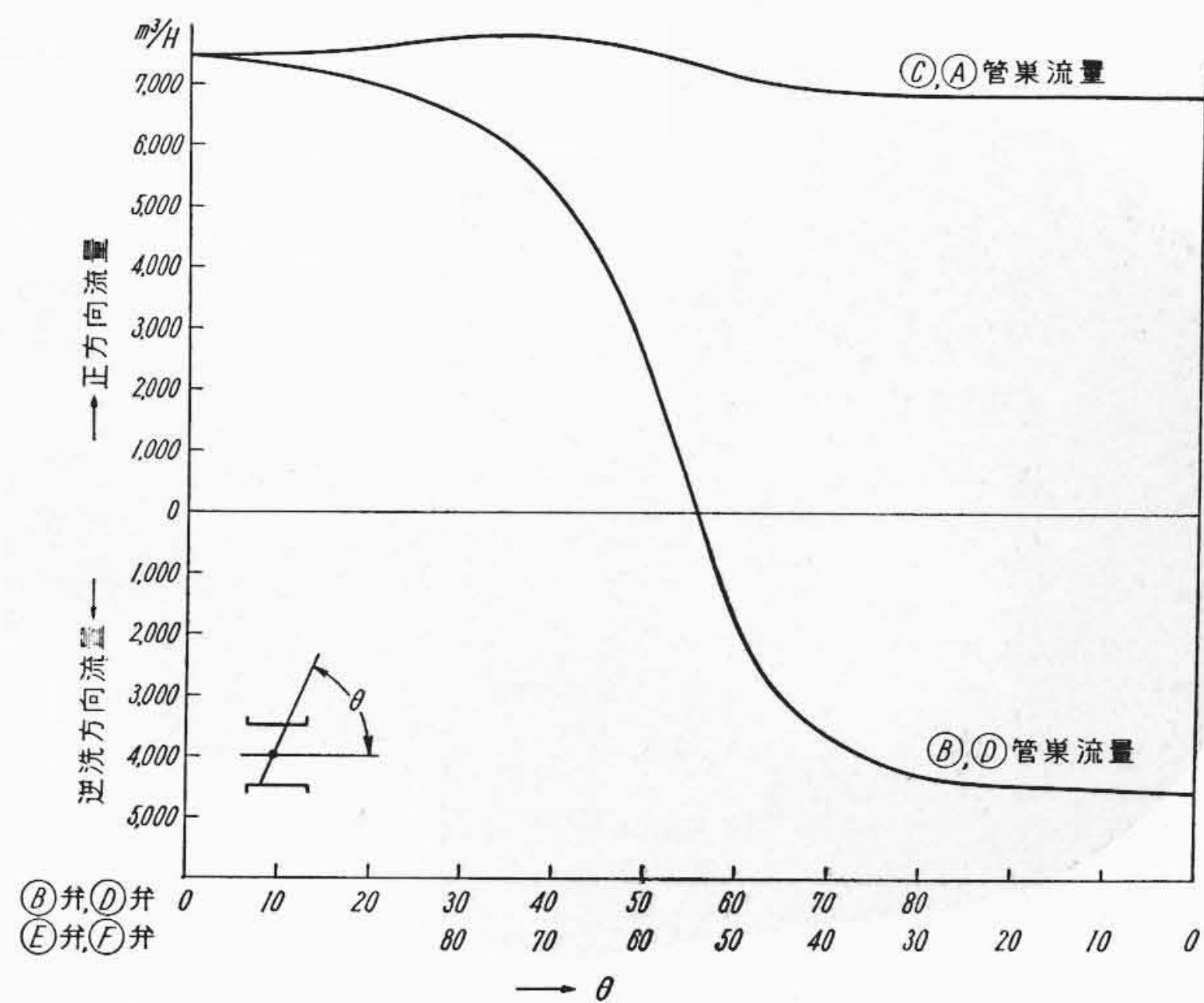
(2) 冷却管束は左右上下の4管束に分かれ、下側の管束には下部から蒸気が流入し、復水の過冷却なく再熱脱気が完全に行われる。

(3) 各管束は放射部、密集部、空気冷却部からなり、これらの管の配別は各管束とも、できるだけ等しい凝固能力を有するように決定し、また空気冷却部の構造も完全なものとして空気の冷却と抽出を完全にした。

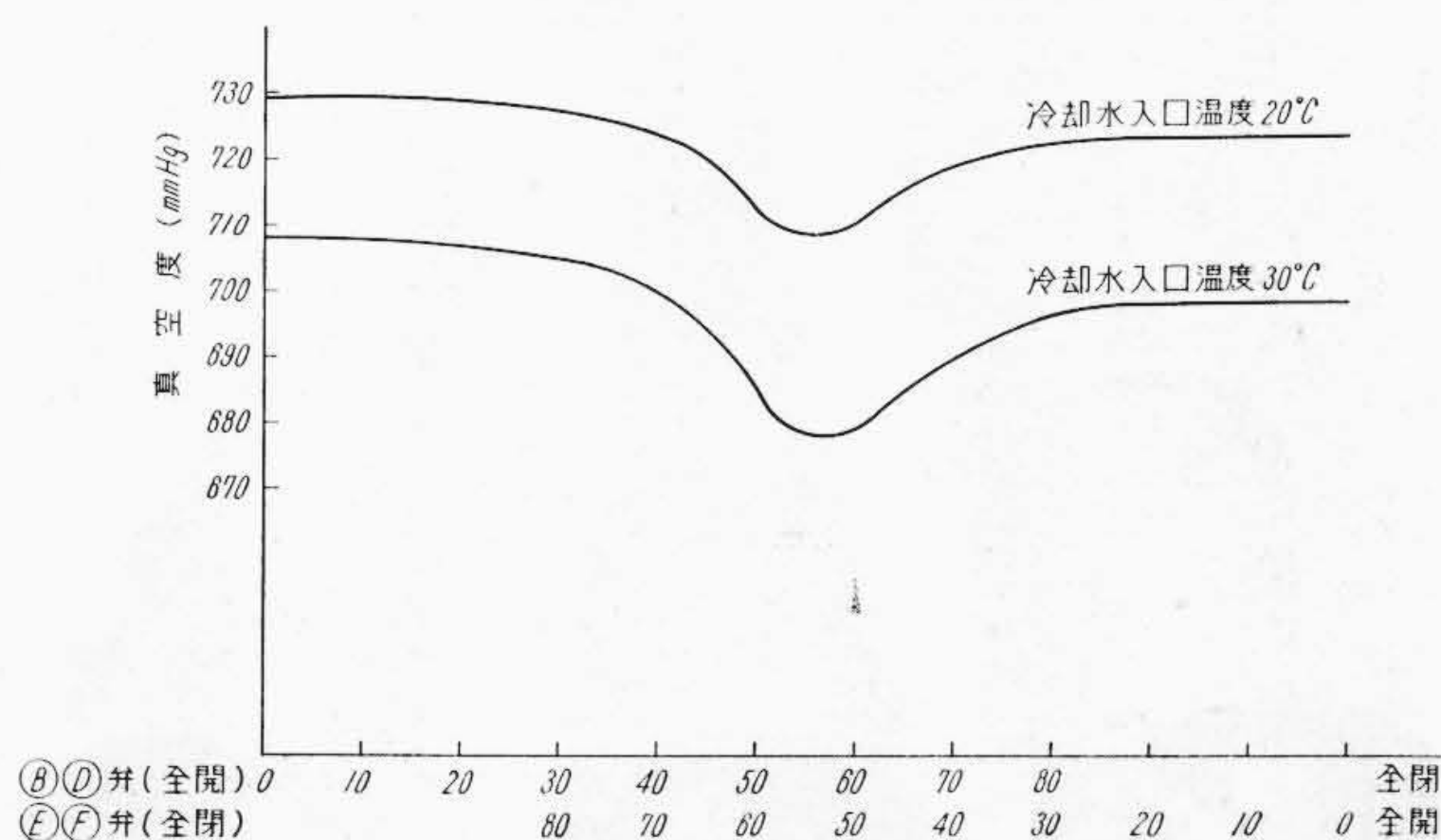
(4) 冷却水は最初上半を通り、ついで下半を冷却するが、この方法は大型復水器の特長である上半部に多くの能力をもたせることおよび復水の過冷却の防止、復水器冷却水側の負圧部の減少によるサイホン損失の減少、空気の分離による冷却管の腐食の問題などに対して多くの利点がある⁽⁴⁾。

(5) 据付けは固定式としタービンとの間にはステンレス鋼板製エキスパンションジョイントを用いた。

(6) 復水器高さを低くして、コンデンサネックに低圧給水加熱

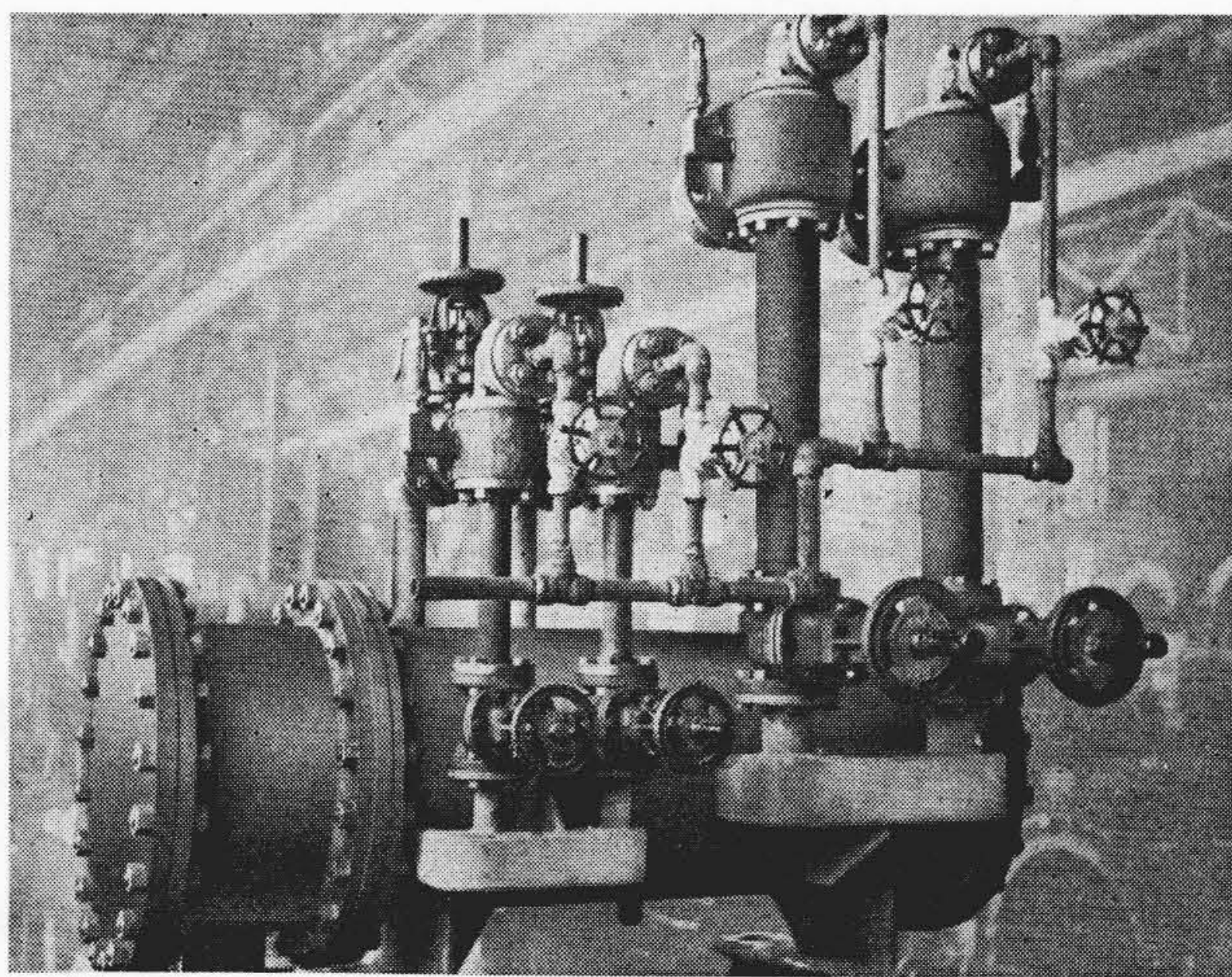


(第6図 2.逆洗①の場合)
第7図 復水器冷却管内流量変化曲線



(第6図 2.逆洗①の場合出力75MW時)

第8図 復水器真空変化曲線



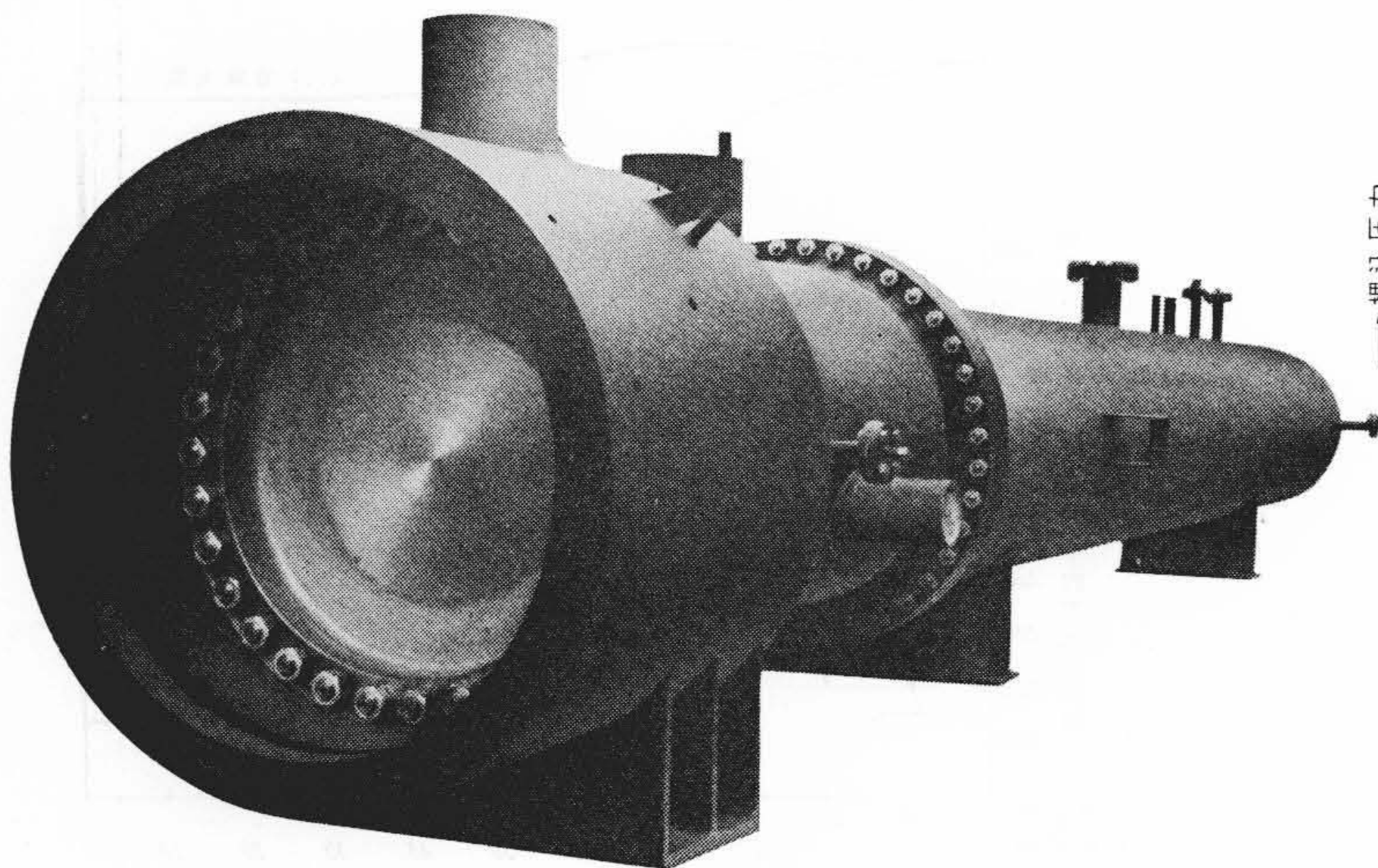
器をそう入し、スペースの節減、抽気管の簡単化を計った。

(7) 輸送、現地搬入などに便するように、分割形の設計とし現地で溶接、組立てるようにした。なお冷却水管には空気の停滞するのを検知するための水面計を設けている。

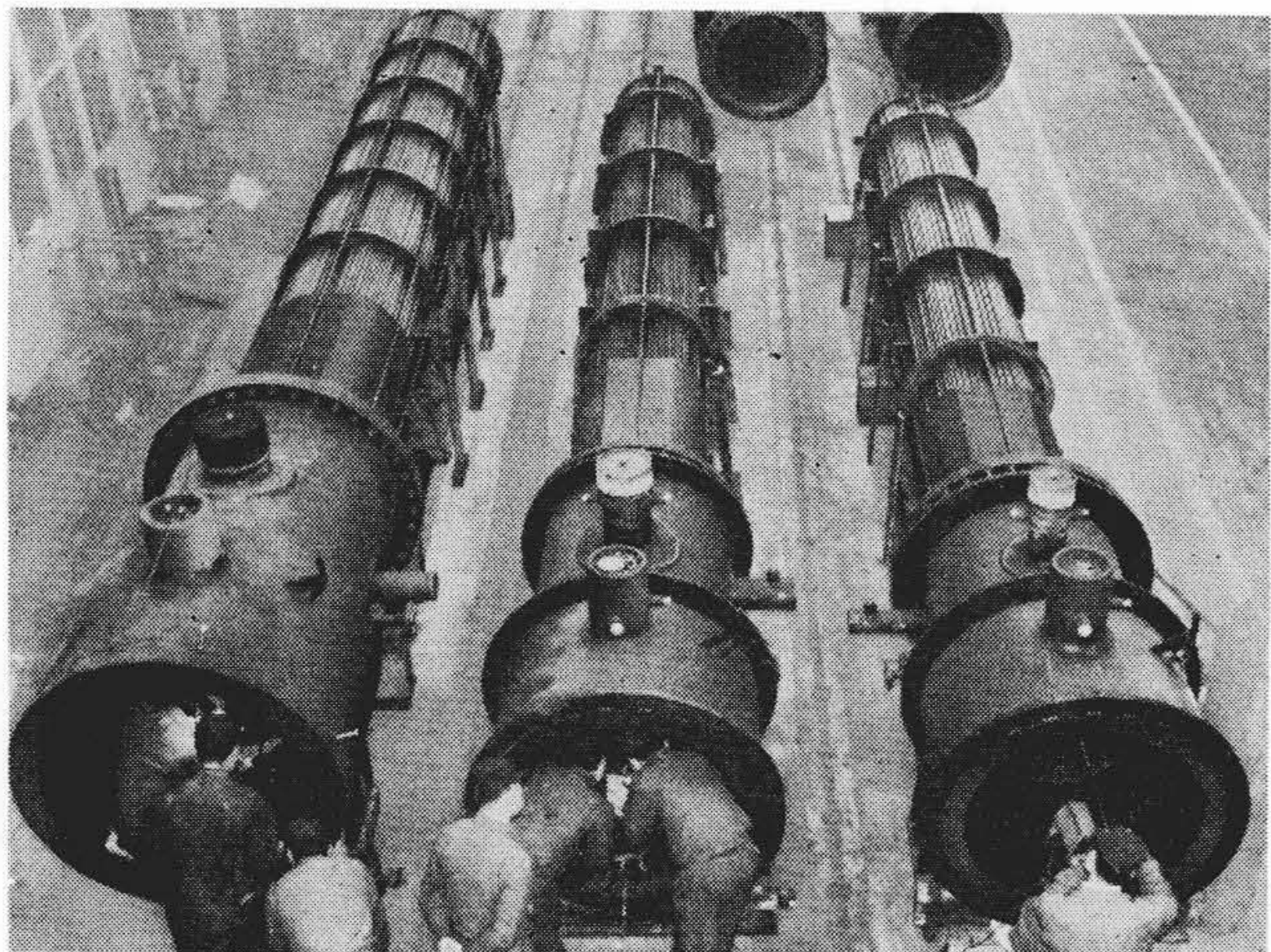
4.2 空気抽出器とランドコンデンサ

主空気抽出器は2段2連とし少量の駆動蒸気で高性能が得られる。第9図はその主空気抽出器を示す。またスターティングエゼクタ、およびプライミングエゼクタを備え、起動時ドラム圧力が低圧の場合でも急速なる真空の上昇を行い、また復水器そのほかの海水冷却系統のプライミングを行うように計画した。

タービンのランドは蒸気シールを採用しており、この蒸気を凝



第 10 図 高 圧 給 水 加 熱 器



第 11 図 組立中の高圧給水加熱器

固するためグランドコンデンサを用い復水に熱回収するようにしている。タービングランド部がわずかに真空となるようにグランドコンデンサ内圧を真空に保ち、誘引される蒸気と空気の混合体を凝固するとともに不凝性ガスはブロワで排出している。グランドコンデンサの冷却管の故障時は復水の噴射によりディスパーヒータを作動せしめるとともに非常用バイパス弁を開き、ブロワを 2 台運転して蒸気を排出する。

4.3 高圧給水加熱器

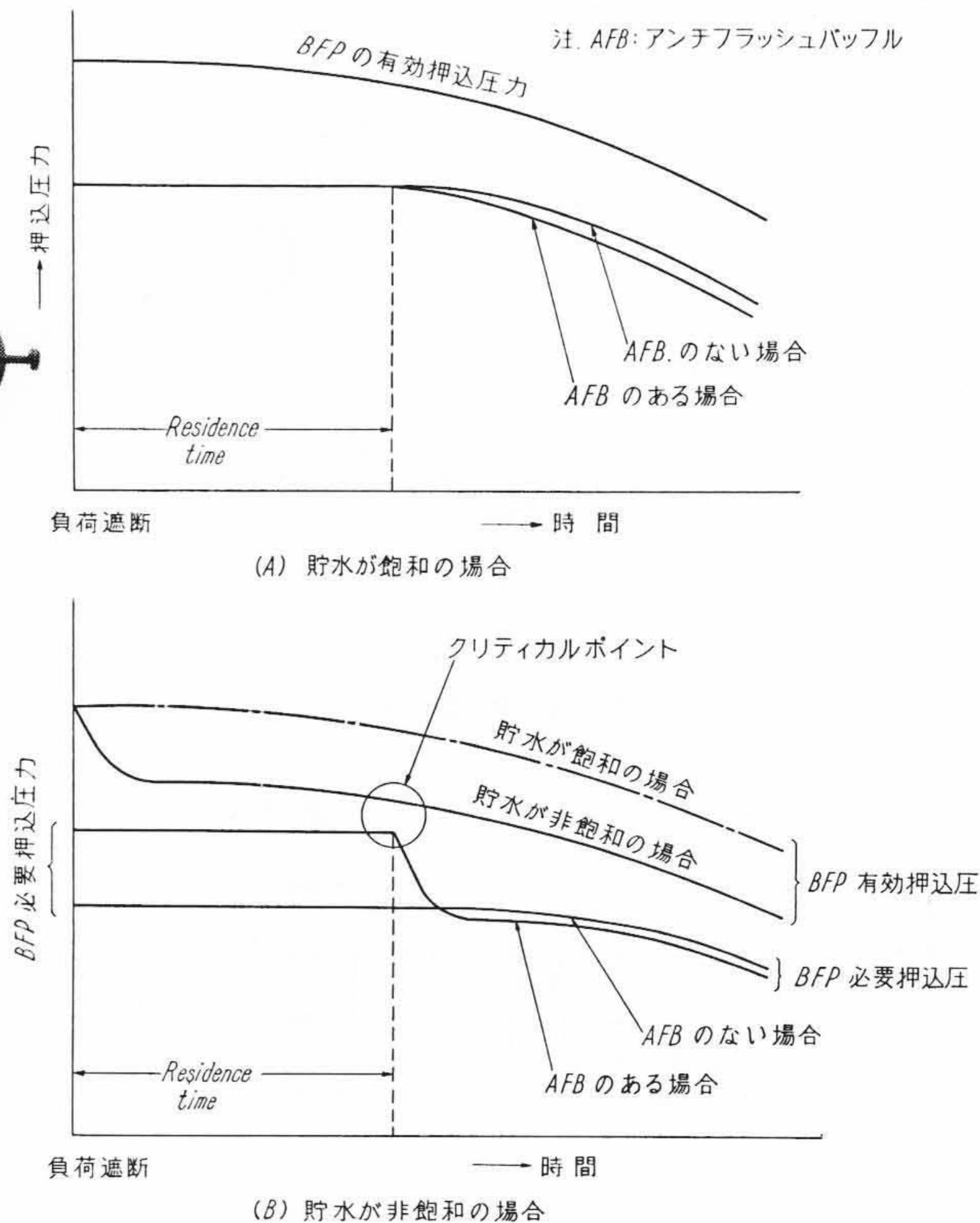
高圧高温のプラントで最も重要な役割を果すのは高圧給水加熱器である。第 10 図、第 11 図に製作中の状況を示す。本プラントに用いた高圧給水加熱器は次のような特長を有している。

- (1) 加熱管にはニッケル 70、銅 30 (モネル相当品) を使用し、管板への取付けはエキスパンダ方式
- (2) 水室は水密を保つための特殊構造 (ロックヘッド形)
- (3) 横置 U チューブ式

加熱管はモネル相当品を採用しているが起動停止のあるプラントでは 70:30 キュープロニッケルは、はなはだしい腐食を起すことを経験しているので、この腐食を避けるために 90:10 キュープロニッケルかモネルのいずれかを採用せざるを得なかったが、90:10 キュープロでは肉が非常に厚くなるためモネル相当品を採用した。高圧水に耐える水室は管板とともに一体鍛造され、厳重な検査条件のもとに製作されている。

4.4 低圧給水加熱器

第 2 低圧給水加熱器はドレンクーラ付、第 1 低圧給水加熱器はドレンクーラなしとして、タービンと復水器の間の連結胴内にそう入



第 12 図 負荷遮断時の脱気器の特性と給水ポンプ必要押込圧力

されており、第 1 給水加熱器胴体およびタービン排気口内を通るすべての抽気管は、うすいステンレス鋼板で保温を行ってタービン排気への熱損失を防ぐと同時に、管壁の腐食を防止している。第 1 給水加熱器の抽気管には逆止弁、塞止弁ともに設けていないので万一、管の破損などにより胴体内に水が停滞して、水位が異状上昇した場合、低圧タービン側へのドレンの逆流を防止するため、水位検出装置とスナップアクション弁により第 1 加熱器のドレンを直接復水器に導入する装置を設けた。

4.5 脱 気 器

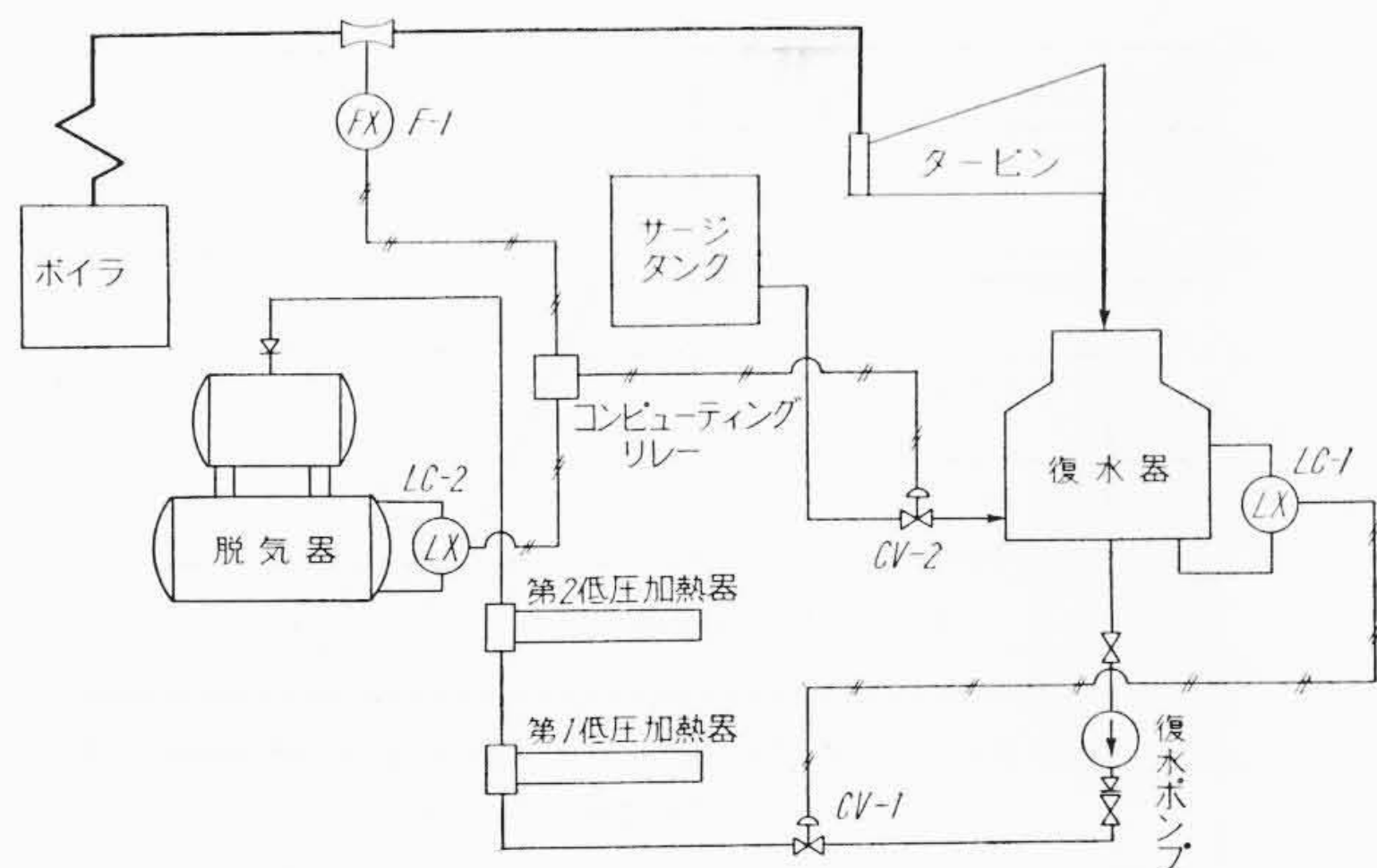
ボイラが高圧になるにつれて給水中の溶存酸素の問題が重要になっている。このため高性能の脱気器が要求され、復水ポンプ出口では、一般運転状態では 0.03 cc/l ないし 0.01 cc/l 程度であるがこれをさらに 0.005 cc/l 以下まで脱気するようにしている。次の項にも記すように起動時および停止時などにおいても酸素含有量の少ない給水をボイラに送るようにタービン抽気以外から加熱蒸気を導入し、脱気器循環ポンプを設けている。

脱気器内部構部をなすトレイは日立研究所における実験実績⁽⁵⁾を基として決めたものであり、ベントコンデンサは従来の表面接触式でなく脱気室内に内蔵された直接接触式である。蒸気と水の流れは向い流として脱気性能の向上を計っている。従来より日立製作所では脱気器の据付けは高さ と NPSH の関係を種々検討して本誌に発表しているが⁽⁶⁾⁽⁷⁾、従来のタンク内のアンチフラッシュバックは取り止めている。このフラッシュバックを設けた場合と設けない場合についての負荷急減時の NPSH の過渡現象は第 12 図のような傾向になりフラッシュバックのない場合のほうが有利である。据付け高さについても負荷減少時の NPSH を十分検討して決定した。

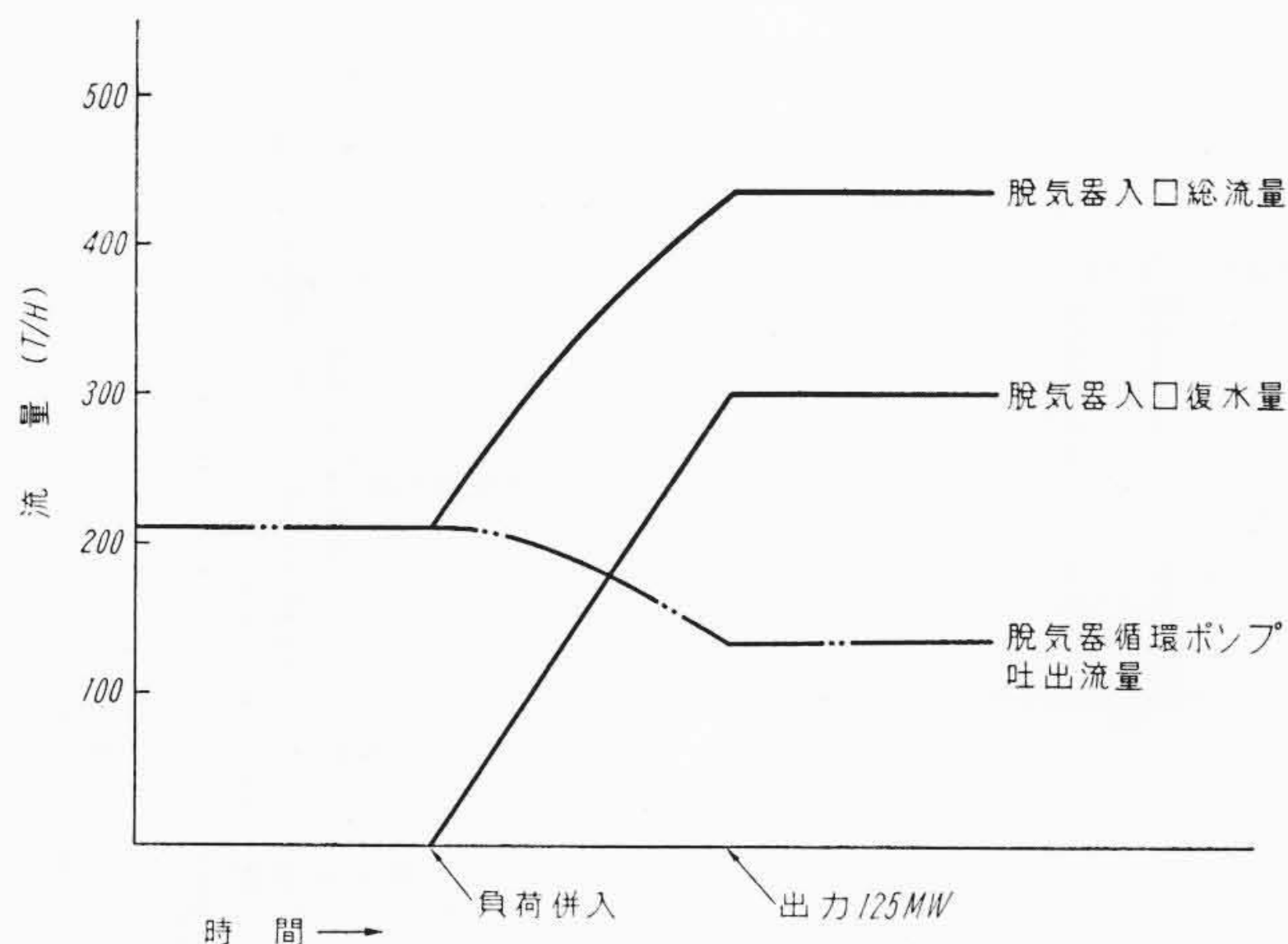
5. 配管系統ならびに制御系統上の特長

5.1 補給水の制御

本プラントの補給水制御は第 13 図のような系統で行われ、多く



第13図 プラント補給水系統図



第14図 脱気器循環ポンプ運転

の発電所でみられるような主サイクル外に給水をのがす系統がなく、リーク、ブローまたはベントなどで失われただけの量の水を補給するところに特長がある。ボイラの保有水量はボイラの蒸発量と一定の関係があり、蒸発量が増すとともに減少する。この場合ドラム水位を一定に保てばこの差は脱気器の水位差となって表われる。したがってもし系統中に水の損失がないとすれば、おのおのの蒸発量に相対する脱気器の水位が決まる。

リークが生ずれば上記の水位に達しないので補給しなければならない。第12図においてボイラの蒸発量は主蒸気流量計 F-1 により測定して空気圧に変換し、また一方 LC-2 により脱気器の水位を測定して同じく空気圧に変換してコンピューティングリレーにてその差圧(リークした量に相当)により CV-2 を開き補給水を制御する。

この方法によればボイラ負荷の変動とともに脱気器水位も変化していることになる。

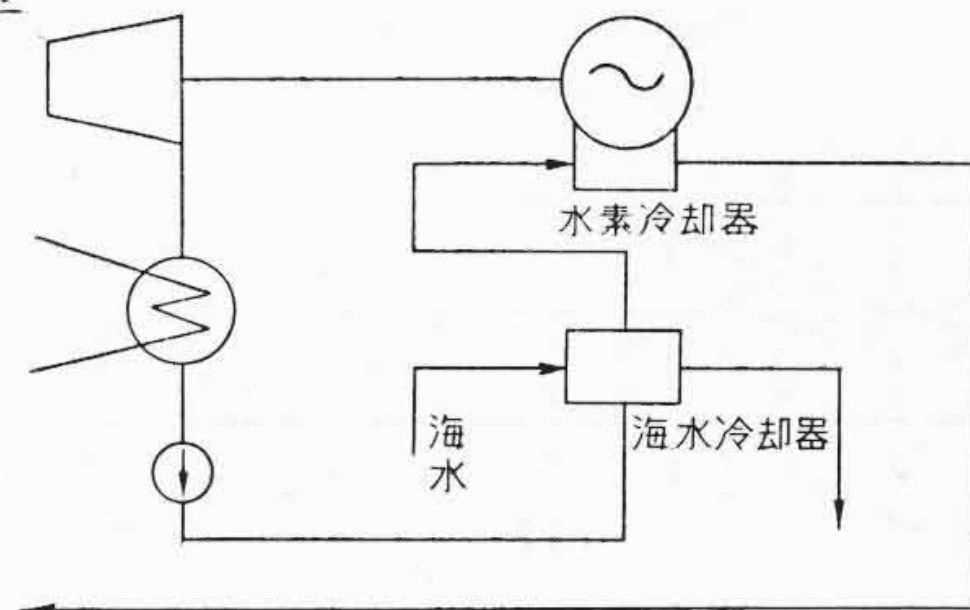
これに反し、常時脱気器水位を一定に保つように補給水を制御する場合には、負荷トリップ時に脱気器水位降下を補うために大容量の補給水弁(常時の小容量補給水弁のほかに)を必要とする欠点がある。

なお復水器ホットウェルの水位はほぼ一定(リサーキュレーション弁と関連して比例制御させることについては後記する)になるよう LC-1 により検出しポンプの吐出量を CV-1 により制御する。

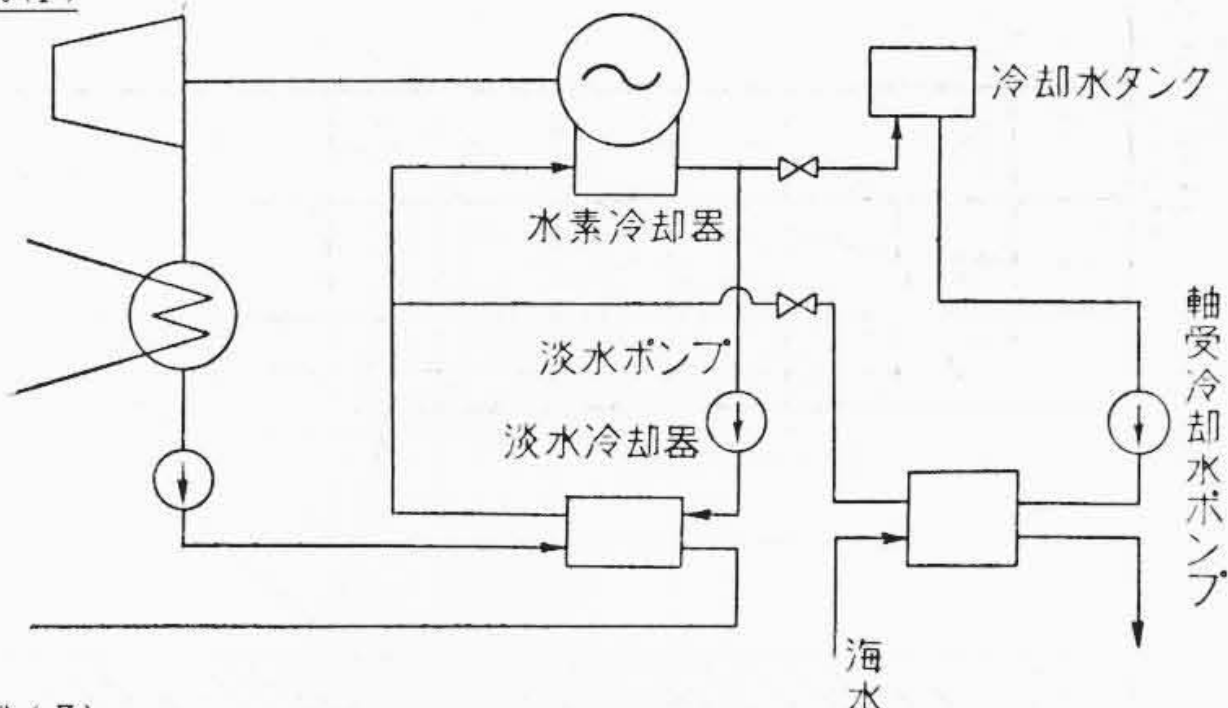
5.2 起動時のブロー回収系統

ここで述べる起動時のブロー回収系統とは、ボイラドラムのブロー熱の回収だけでなくボイラ起動時ブローを回収する系統である。ボイラ起動時過熱器出口の蒸気温度を上げるために主塞止弁前よりブローし、これをフラッシュタンクに回収し、ここで気水分離して蒸気を脱気器に導き、給水の脱気と同時に熱回収を行う。フラッ

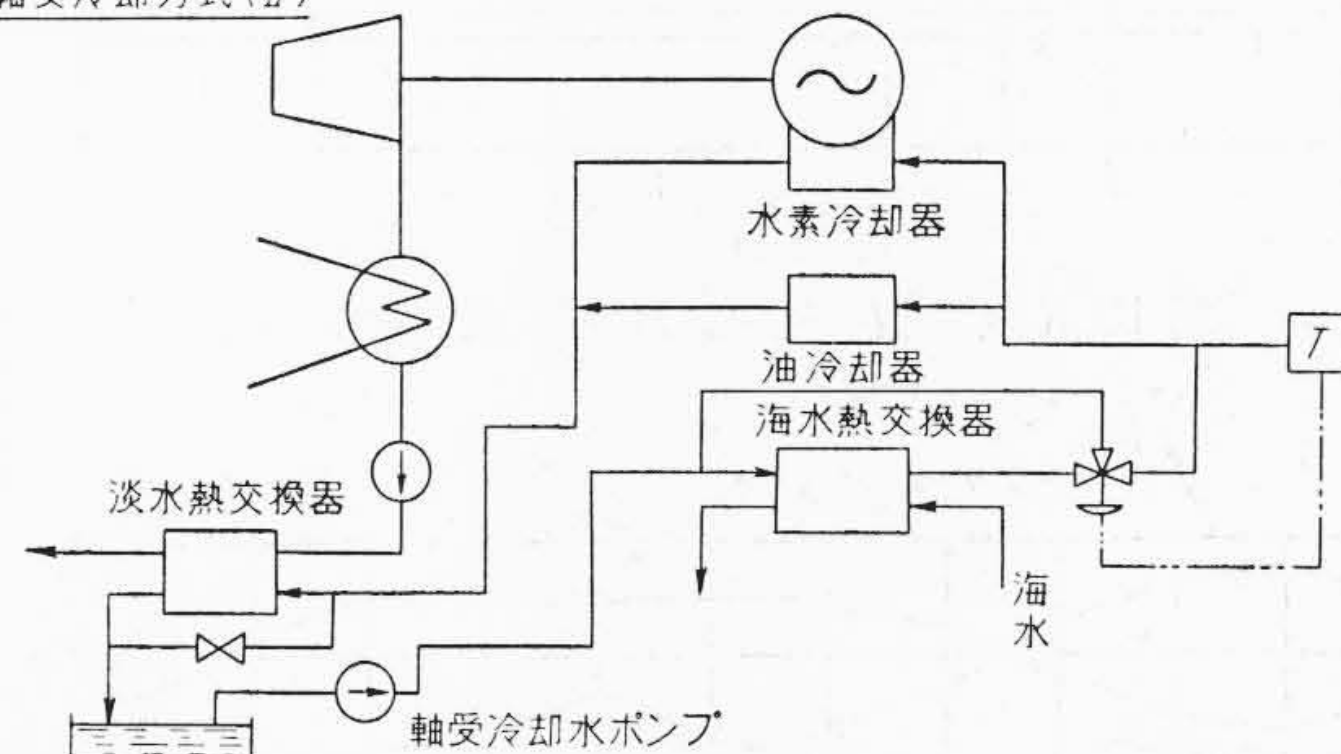
① 復水冷却方式



② 軸受冷却方式 (I)



③ 軸受冷却方式 (II)



第15図 発電機水素冷却方式

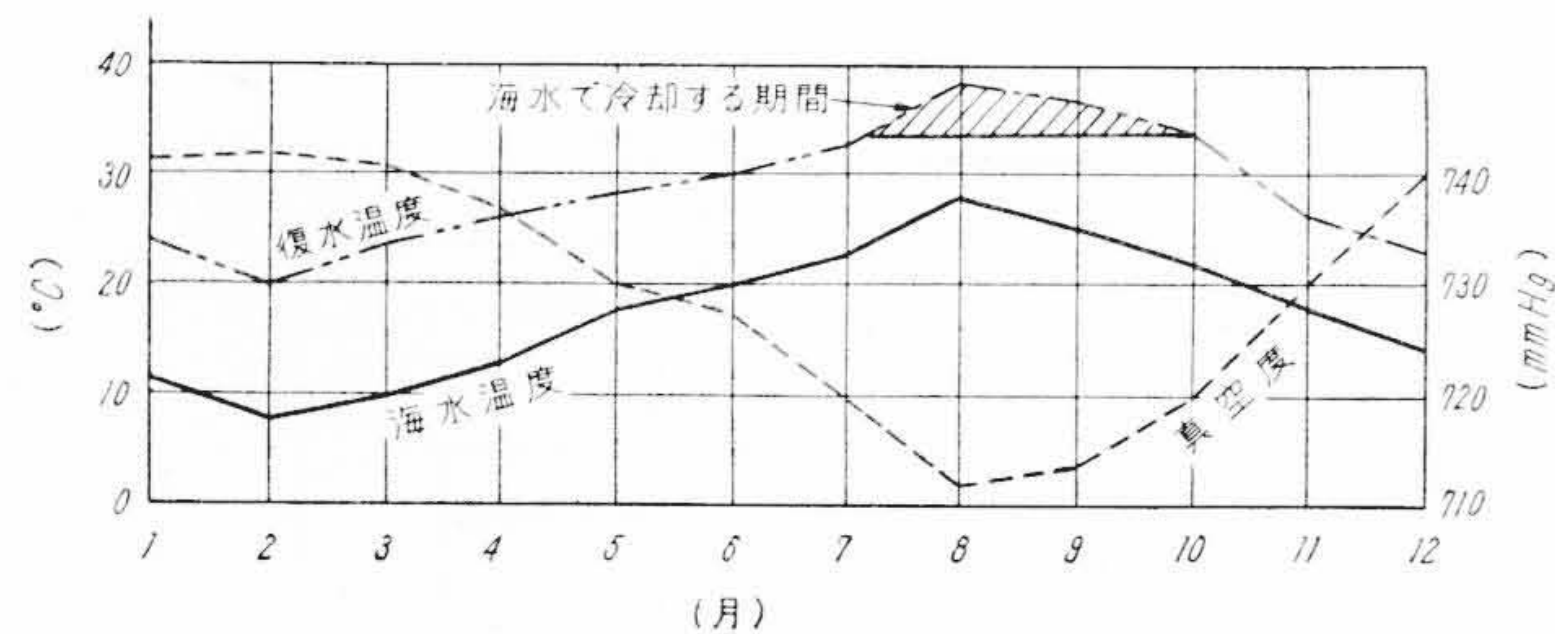
ュタンクは最高 $16 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ まで使用できるよう設計されておりこれ以上圧力上昇する場合、すなわち脱気器で使用しきれないときには圧力上昇を検出してフラッシュパイプに放出するようにしている。主蒸気よりのブロー弁を2個設け、主蒸気圧力の上昇とともに弁開度一定では大量に流れすぎるため圧力 $30 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ になれば1個のモータ弁は自動的に閉じる。なおこのブロー管中フラッシュタンク入口にノズルを設け、ノズルで圧力を降下させる。この起動中脱気器の内圧を $0.2 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ に保ち、脱気器循環ポンプを回しフラッシュタンク発生蒸気不足の場合には所内蒸気と相まって常に給水を脱気するようにしている。

この脱気器循環ポンプは往々、起動時脱気器の給水入口部で生ずるウォーターハンマ防止のため、タービンが全負荷 $125,000 \text{ kW}$ となるまで回すことができる。このため本循環ポンプは二点仕様で特殊流量特性とし、循環ポンプ吐出量と復水量の和が負荷変化にかかわらず第14図に示すように 200 t/h ないし 435 t/h の間にあるようにして低負荷における脱気性能の低下をカバーする。

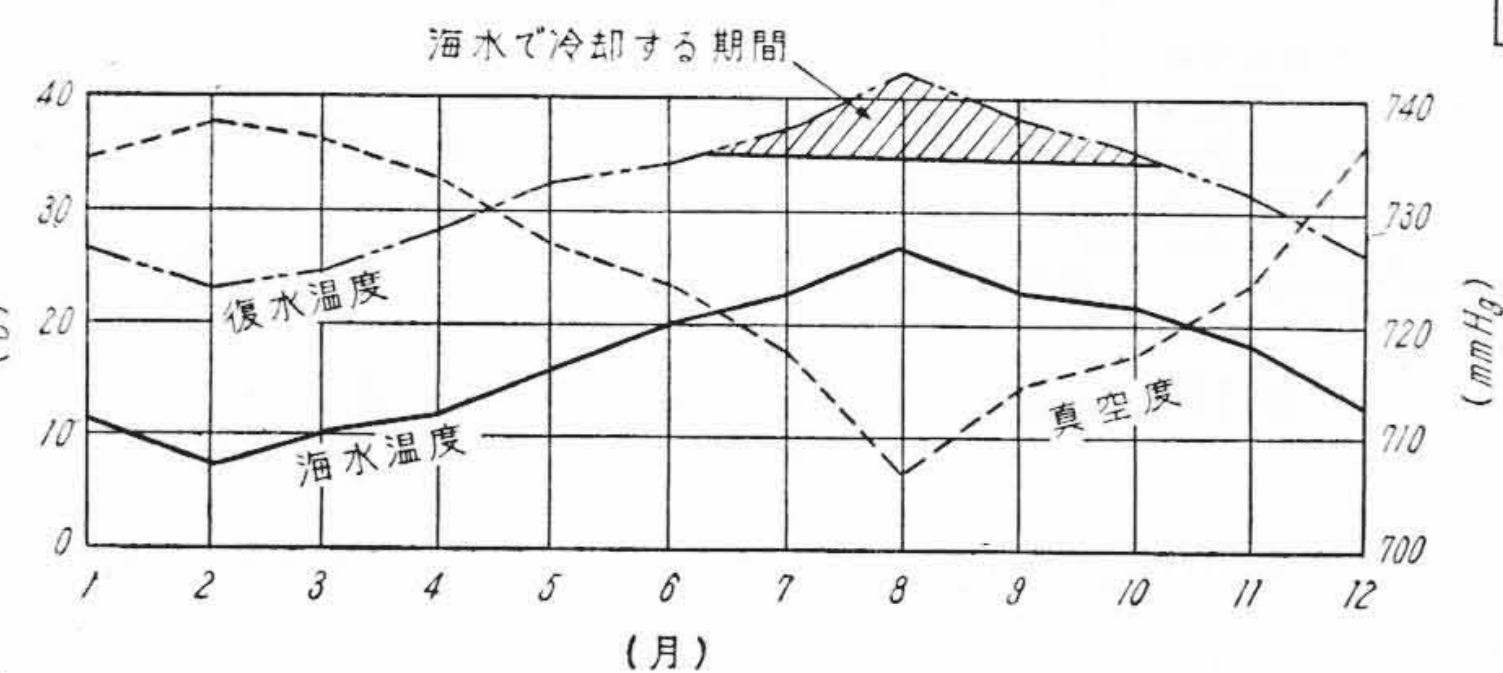
脱気器循環ポンプ入口より復水器への系統中にマニュアルローダ弁を設けて脱気タンクの温水を復水器に流し(このとき復水器はある程度の真空状態にある)復水ポンプを運転して、ホットウェル、低圧給水系統の給水の酸素を除き、発電機の水素クーラを暖める。これはまた脱気器に冷たい水を送りフラッシュタンクの発生蒸気がフラッシュパイプに逃げるのを少しでも少なくするためでもある。

5.3 発電機水素冷却器の復水冷却方式

水素冷却器の冷却方式は種々あるが本プラントでは第15図に示すとおり三つの方式についてその利益率を比較検討の結果、第16図 a, b, c のように、復水冷却方式が最も有利であることがわかり⁽⁴⁾、第17図のように復水を直接水素冷却器に通す方式を採用した。発電機の損失を全量復水に回収することによりサイクル効率を上昇さ



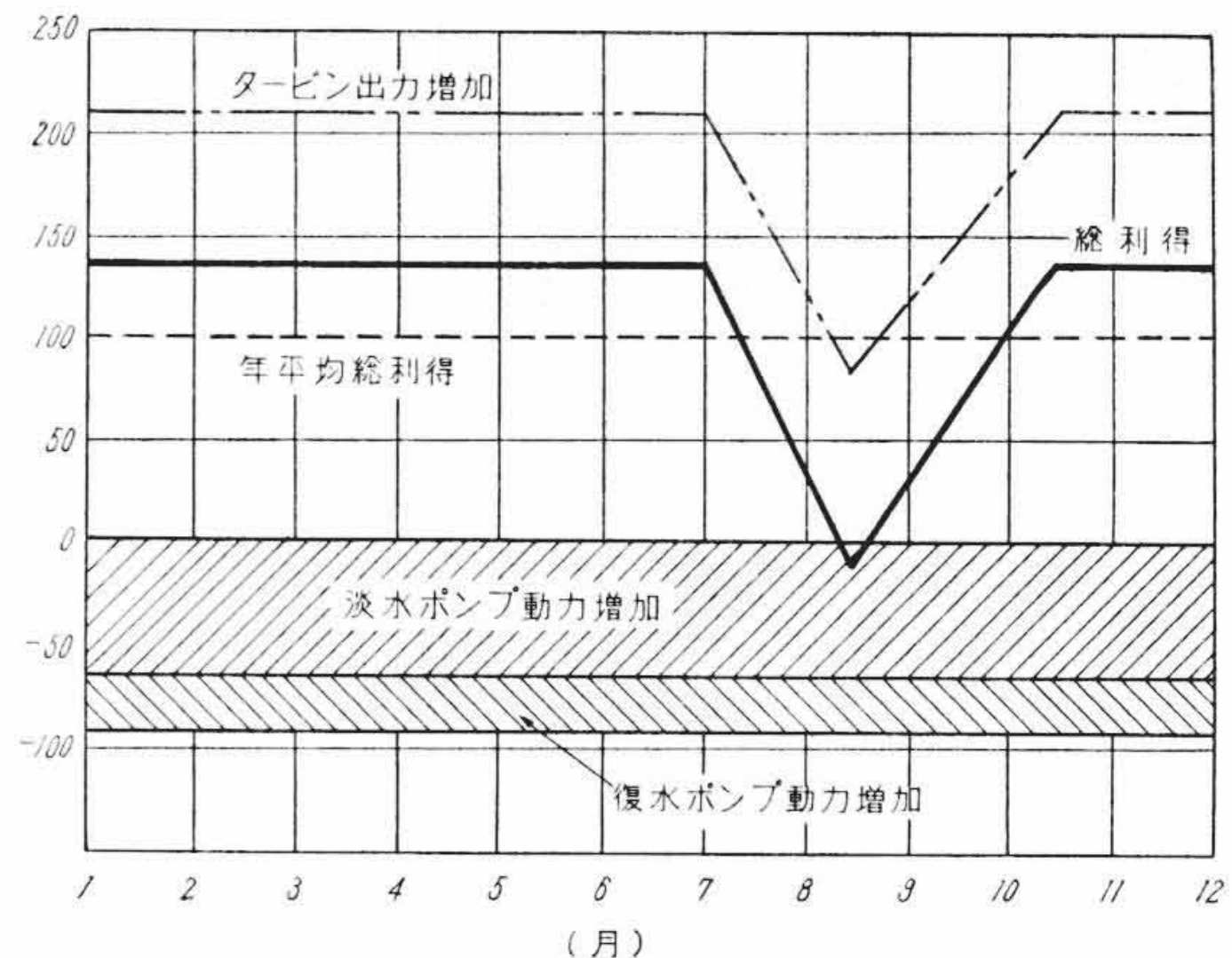
第 16, a 図 復水冷却方式熱回収



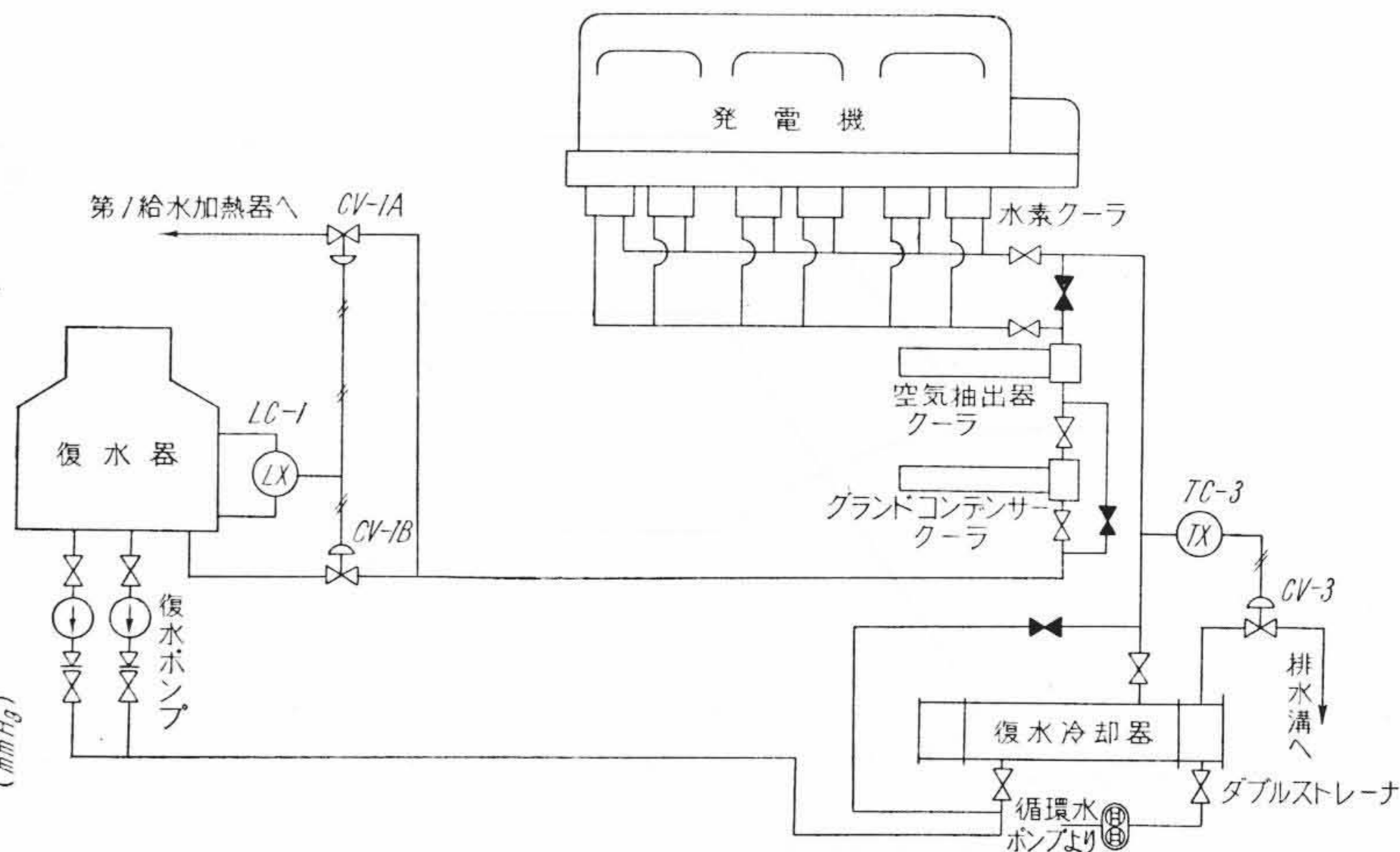
第 16, b 図 軸受冷却組合方式熱回収

せることができる。ただし夏期水復温度が 35°C (復水器真空 717.8 mmHg) を越えた場合には水素冷却器入口温度が 35°C になるように復水冷却器により海水で復水を冷却する。TC-3 により温度を検出し海水量を CV-3 にて制御する。この温度制御は復水の温度を 35°C 以下に低下するとサイクル熱効率が低下するために採用したものである。

通常のプラントにおいては、リサーキュレーション量は空気抽出器の最小冷却水量により決まるが本システムを採用すれば水素冷却器の最小冷却水量で決まる。これは第 18 図の下図に示すようになる。LC-1 の空気圧は復水流量に比例しているの、この空気圧が一定値以下になるとき再循環弁が開くようにし、しかもこの弁にカム機構を設けて下図の必要再循環量だけを流すようにした。この場合復



第 16, c 図 軸受冷却組合方式熱回収



第 17 図 水素冷却系統図

水制御弁には、I 動作を設けているためホットウェル水位は一定になる。

この再循環弁機構によれば復水ポンプの吐出量に急激な変化がなく必要以上に再循環しない点がすぐれている。

5.4 補助蒸気系統

ボイラは 50% 容量の重油燃焼設備がある。このため補助蒸気系統は主として重油設備、脱気器加熱蒸気に用いられる。第 19 図に示すのが補助蒸気系統であり 1.2 号共通のヘッドシステムである。

ヘッドへは起動時はボイラドラムより常時は効率を上げるために高圧タービン出口蒸気をおのおの減圧して導入し、また所内ボイラ発生蒸気を導いており、これを重油サービスタンク、重油ヒータ、脱気器などに供給している。

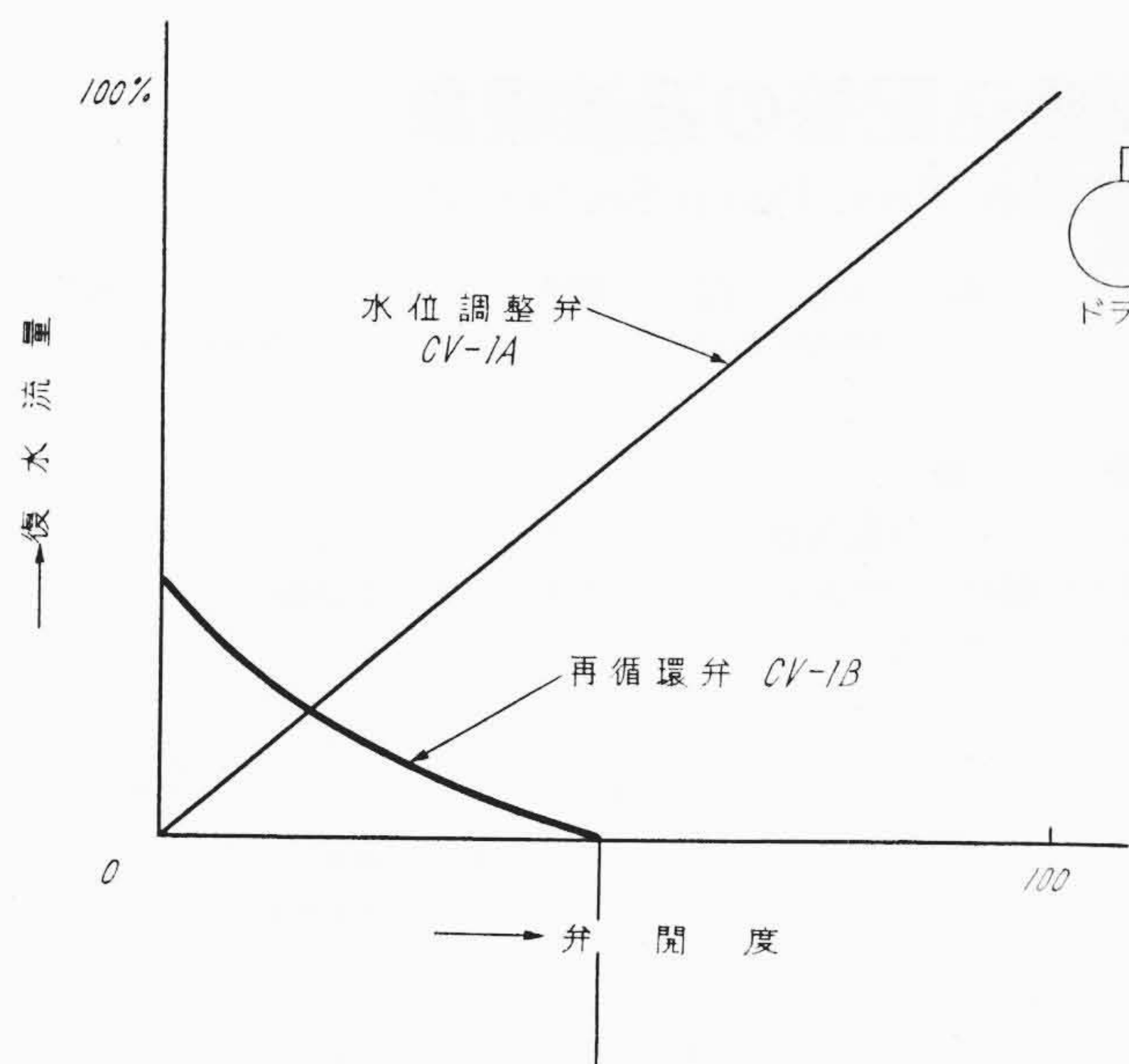
6. データロガー

本プラントにはわが国最初の試みである日立製作所製のデータロガーを採用しており、常時および起動時の運転監視に便ならしめている。まず常時は一般火力発電所で運転日誌にとられていると同程度の常時運転監視用のデータを一時間 (要すれば 24 時間の積算値) おきにタイプし、異常の場合は赤でタイプしアラームを鳴らすとともに次に示すような効率計算などを行い、最良の効率で運転できるように考慮されている。

すなわち

$$(i) \text{ ボイラ効率} = \frac{QK}{Ku Hu + K'u H'u} \dots\dots\dots (1)$$

$$(ii) \text{ タービンプラント効率} = \frac{860 L}{QK} \dots\dots\dots (2)$$



第18図 再循環弁作動特性

$$(iii) \text{ 発電所(グラス)効率} = \frac{860 L}{Ku Hu + K'u H'u}$$

ただし L : 発電機負荷

Ku : 石炭消費量 (石炭計算機より)

Hu : 石炭発熱量 (仮定した定数を入れる)

$K'u$: 重油消費量

$H'u$: 重油発熱量

Q : 主蒸気流量

K : 定数

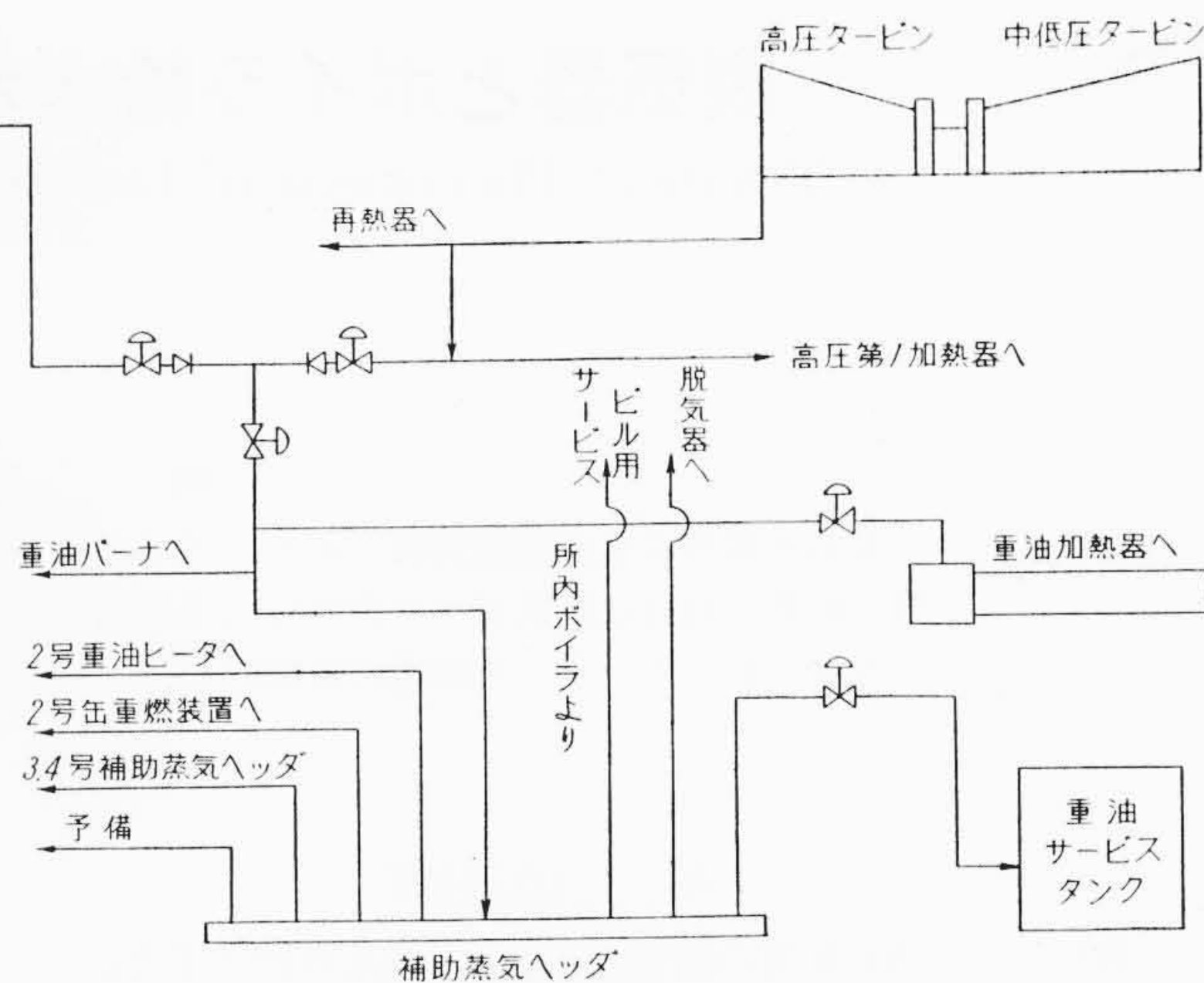
$$(iv) \text{ 所内比率} = \frac{\text{起動変圧器電力量} + \text{所内変圧器電力量}}{\text{発電機電力量}}$$

$$(v) \text{ 送電電力量} = \text{発電機電力量} - (\text{起動変圧器電力量} + \text{所内変圧器電力量})$$

$$(vi) \text{ 空気予熱器平均温度} = \frac{\text{二次予熱器入口空気温度} + \text{二次予熱器出口ガス温度}}{2}$$

そのほかに、起動監視用として次に示す計算値を15分ごとにタイプする。

(i) 主蒸気温度——タービン蒸気室内壁(上下おのの)



第19図 補助蒸気系統図

- (ii) 蒸気室内壁——蒸気室外壁(上下おのの)
- (iii) 再熱塞止弁前蒸気——再熱蒸気室内壁
- (iv) 再熱蒸気室内壁——再熱蒸気室外壁
- (v) 主蒸気——再熱蒸気
- (vi) 再熱蒸気——主蒸気
- (vii) 蒸気室内壁温度上昇率(上下おのの)
- (viii) 再熱蒸気室内壁
- (ix) 籠胴温度差(壁面内外温度差: 頂部最高——底部最低)
- (x) 上記常用値(vi)の空気予熱器平均温度

上記(i)より(x)までのおののには、それぞれの一定の制限値があり、これを超えた場合はアラームし赤でタイプする。

常時起動時を合わせてタービン関係は57点、ボイラー関係は41点の多くを記録する。

7. 結 言

以上、中国電力株式会社水島火力発電所第1号機 125,000 kW の全体計画についてその概略を述べた。本プラントは過去に製作した多くの火力プラントの実績と絶えざる研究の成果を基礎として、新しい設計を各所に採用したものである。

火力発電所のユニット容量はますます大きくなり、1960年代の末には世界の最大単機容量は1,000 MW 近くになるという推定もなされており、われわれはこの技術革新の時代に、さらに新技術の開発に努力しなければならない。

終りに、本プラントの完成に当ってご指導、ご激励を賜った中国電力株式会社水島火力発電所の中井所長はじめ各位に深甚なる謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 中井: 電力 第42巻 第6号, 第7号
- (2) 郡司, 木村: 日立評論 第42巻 第6号 (昭 35-6)
- (3) 浦田, 川島, 浅井: 日立評論 火力発電機器特集号 第3集(昭 35-7)
- (4) 浦田, 坂井: 日立評論 第41巻 第4号 (昭 34-4)
- (5) 鈴木, 植西: 日立評論 第42巻 第9号 (昭 35-9)
- (6) 堀内: 日立評論 第41巻 第7号 (昭 34-7)
- (7) 堀内, 二宮: 日立評論 第43巻 第6号 (昭 36-6) 予定