

昭和発電株式会社納 75,000 kW 4-ユニット火力発電所の概要

Outline of the 75,000 kW 4-Unit Power Generating
Plant Delivered to Showa Power Co., Ltd.

成 田 恒 雄* 逢 沢 喜 子 人**
Tsuneo Narita Kineto Aizawa
杉 森 篤 雄** 渋谷 俊 徳***
Atsuo Sugimori Toshinori Shibuya

内 容 梗 概

昭和発電株式会社市原火力発電所納 75,000 kW 4-ユニット発電プラントは、昭和 39 年 3 月に 4 号機の官庁試験を終了し、ここに 300,000 kW 火力発電所としての連続運転にはいった。

本発電所は当初自家発電所としてスタートしたものであり、短納期で、かかる 300,000 kW 発電所の完成をみたことは、今後の大容量自家用火発電所として、大いに参考になるものと思われる。

本稿は、ボイラ、タービン、プラントの構造の概要を述べたものである。

1. 結 言

産業界の急速な発展に伴い、エネルギー需要の急増はめざましいものがあり、本発電所は、これらの需要にこたえたもので、300,000 kW といえば自家用火発電所としてはわが国の記録品である。

本発電所はボイラ、タービン、発電機などの主機はもちろん復水、給水加熱設備、計装設備、ポンプ、クレーン、電気品など、ほとんどすべて機器は日立製作所にて製作納入されたものであり、本プラントの基本計画、コンサルタント、建設工事および運転員の訓練指導にいたるまで一貫して日立製作所がとりまとめたものである。

本発電プラントは、事業用火発電とはおのずから性質を異にし、自家用火プラントとしての「信頼性の向上」「運転の容易」「自動制御の完備」「経済性」などに特に考慮を払って計画したものであり、今後の大容量自家用火プラントの建設のあり方を示めた好例であるといえる。

2. プラントの概要

2.1 熱サイクルの構成

本プラントはボイラ、タービン発電機の 1 機 1 缶ユニット方式でユニットとも全く同一設計で、その計画仕様は第 1 表に示すとおりである。

第 1 図は 75,000 kW における熱平衡線図で、図に示されるように抽気段数を 5 段とし低圧給水加熱器 2 段、脱気器 1 段、高圧給水加熱器 2 段よりなっている。最終段給水加熱器出口温度は 75,000 kW で 231.8°C である。

またサイクル外部からの熱を回収して熱効率の上昇を図っており、まず復水ポンプ出口の復水は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、次に空気抽出器を通して蒸気の潜熱を回収している。

高圧給水加熱器にはいずれもデ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。過熱度の少ない低圧給水加熱器にはデスーパヒータ部は設けていないが第 4 低圧給水加熱器にはドレンクーラ部を備えている。また最も低圧の第 5 低圧給水加熱器にはドレンクーラ部を設けず、ドレンポンプで復水ラインに回収し効率の上昇を図っている。

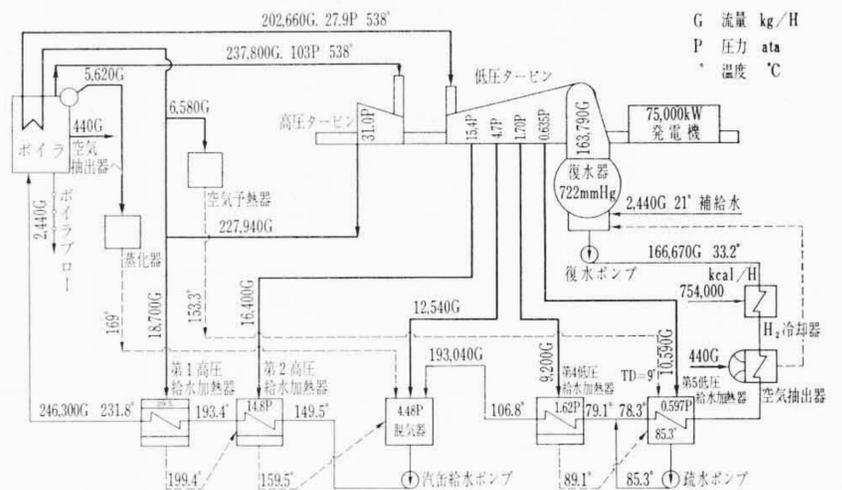
* パプコック日立株式会社横浜工場

** 日立製作所日立工場

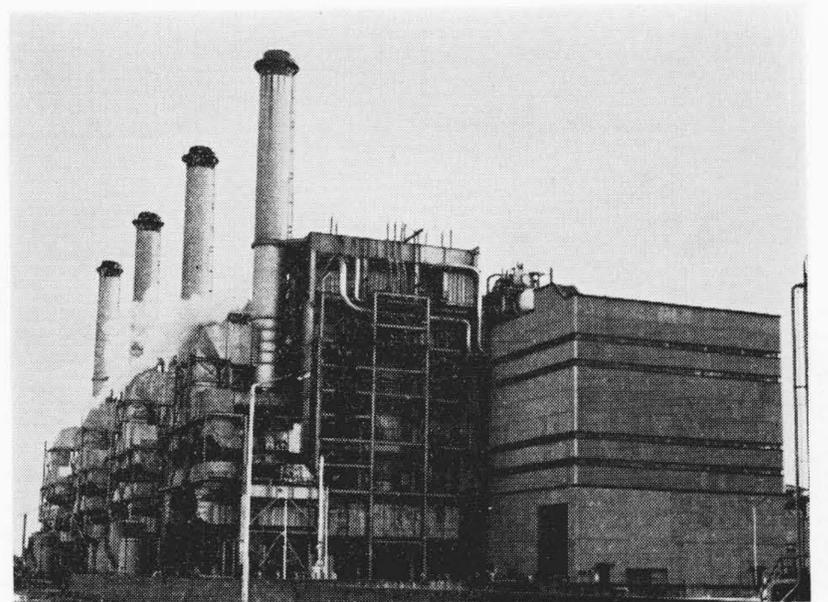
*** 日立製作所電機事業部

第 1 表 プラント計画要目

最大定格出力 (於発電機端)		75,000 kW
蒸気条件	気 圧 (主 塞 止 弁 前)	102 kg/cm ² g
	気 温 (主 塞 止 弁 前)	538 °C
	再 熱 気 温 (再 熱 塞 止 弁 前)	538 °C
真 回 轉 数	(75,000 kW 時)	722 mmHg(水温 21°C) 3,000 rpm
抽 給 水 温 度	(75,000 kW 時)	5 段 231.8°C
ボ イ ラ 蒸 発 量	(最大連続)	260 T/H



第 1 図 75,000 kW 熱平衡線図



第 2 図 発 電 所 の 外 観

2.2 機器配置概要

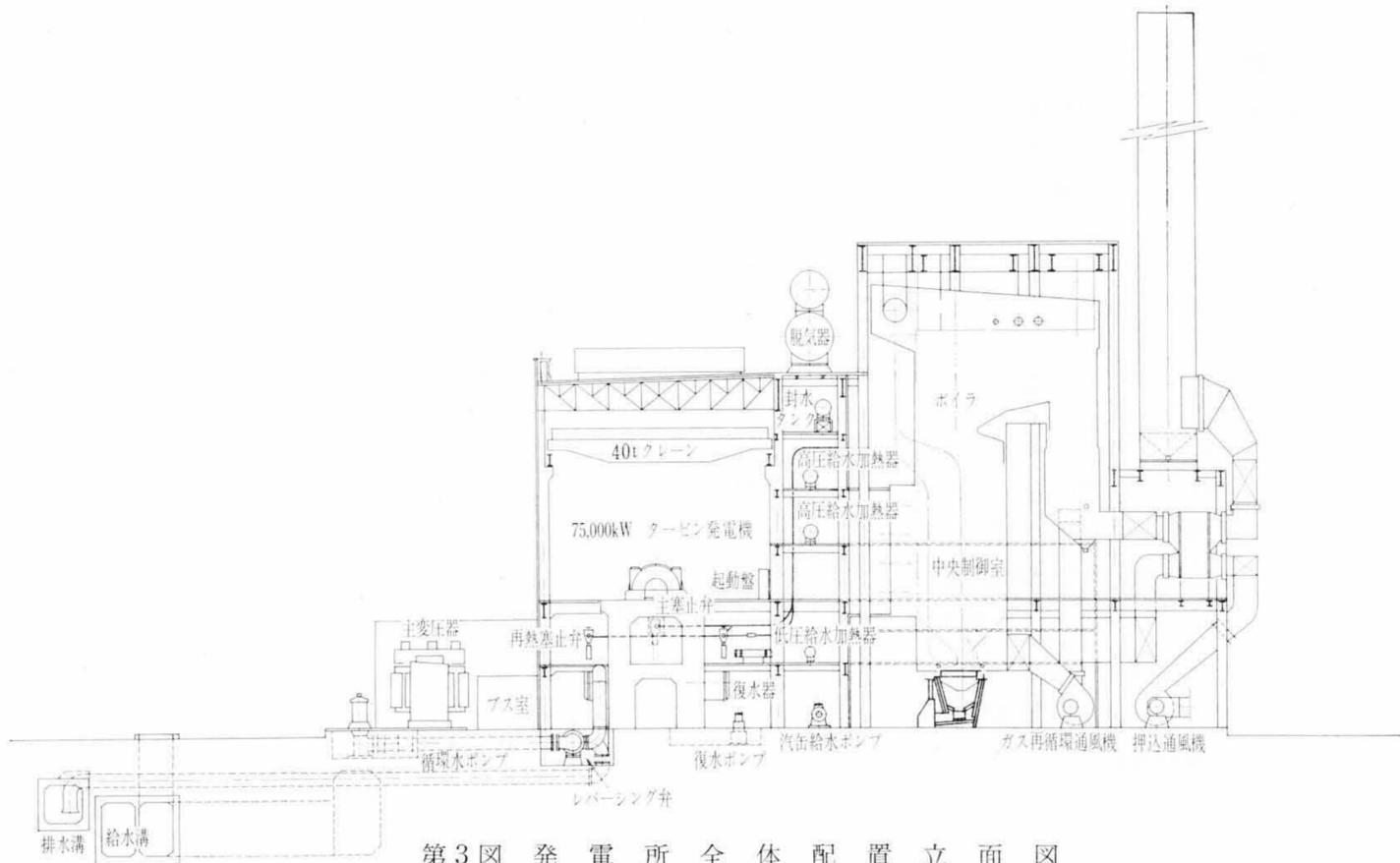
本プラント配置計画上の特長は各ボイラ、タービン発電機をそれぞれ共通のT形配置とし、かつ半屋外式として建設費の節減を図ったことである。半屋外式の採用によって従来の屋内配置とは異なった種々の考慮が払われている。

第2図は発電所の外観を示し、第3図は立面図第4図は各階の機器配置を示す。

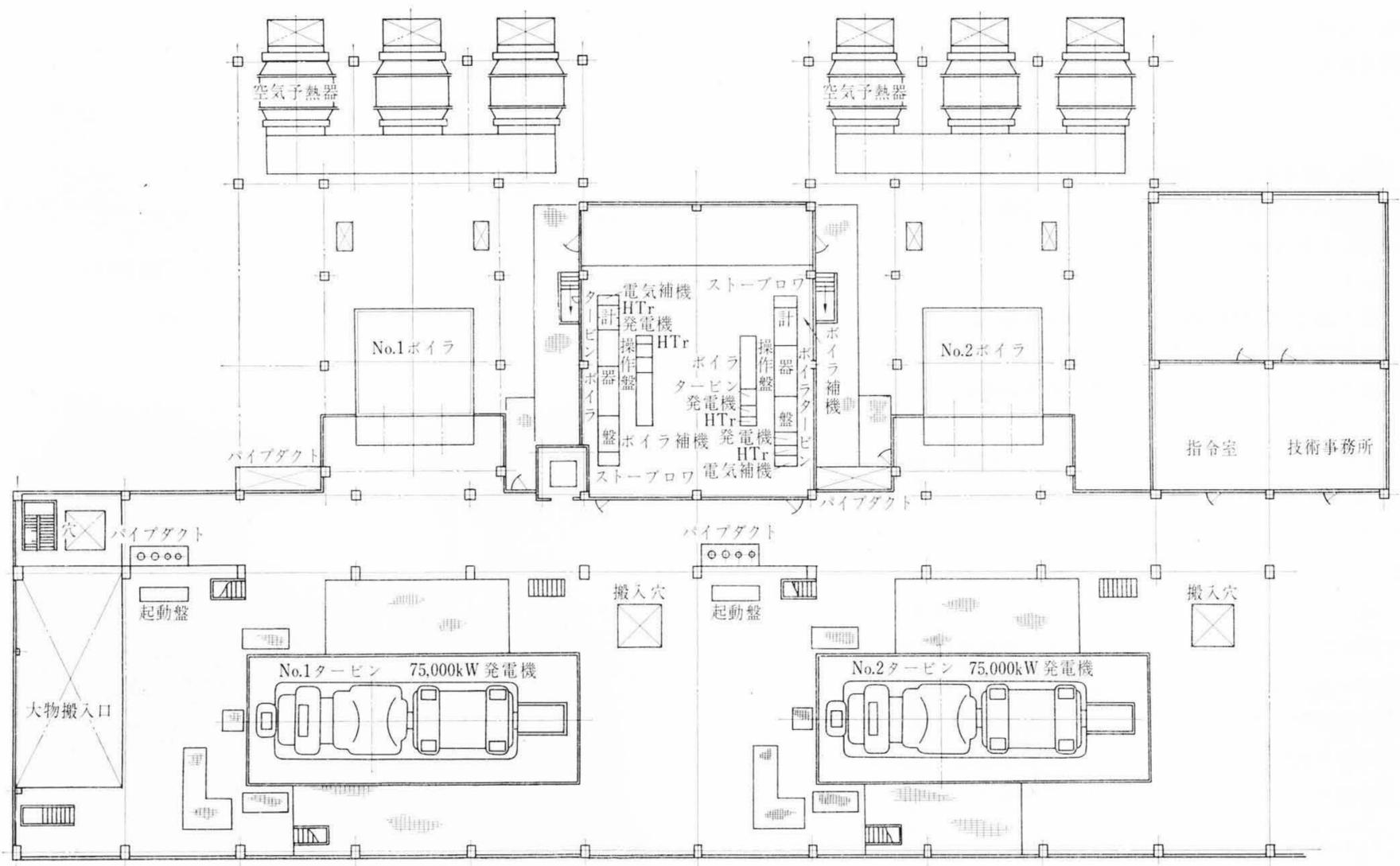
屋内にタービン、発電機、脱気器と淡水ヘッドタンクを除くプラント補機、重燃装置、蒸化器関係機器などのボイラ補機およびコンプレッサなどを納め、ボイラはその缶前操作部を残し全屋外とした。

T形配置によりタービン室側の長手方向の長さは必然的に長くなるので各ボイラ間のスペースに上記のような各種機類、中央制御室、電気品、サービス室などを配置して有効に利用しており、ごく一部の補助設備を除いて各ユニットごとに完全に独立されている。また純水は給水処理室から各ユニットに補給される。

給水加熱器はボイラ、タービン間の補機室に横置きされ、2階に設置された第4 低圧給水加熱器から順に上に配置されこれによって主給水管の全長が短縮され、かつ高圧から低圧へ順に下がっているため、ドレンの処理が容易となっている。



第3図 発電所全体配置立面図



第4図 発電所各

本発電所に屋外式ボイラを採用するに当たっては、特に凍結防止対策に万全を期しているとともに全体の美観の点にも十分考慮が払われている。また全般的に各階機器配置に当たっては1号缶から4号缶までの運転、制御配管、配線などを考慮して合理的に配置されている。

3. 260 T/H ボイラ

3.1 計画概要

1号缶より4号缶まで同一仕様の屋外式 B & W 単胴放射形再熱式自然循環ボイラである。第5図は全体組立図を第2表および第3表に仕様および燃料性状を示した。

本ボイラのおもな特長は次のとおりである。

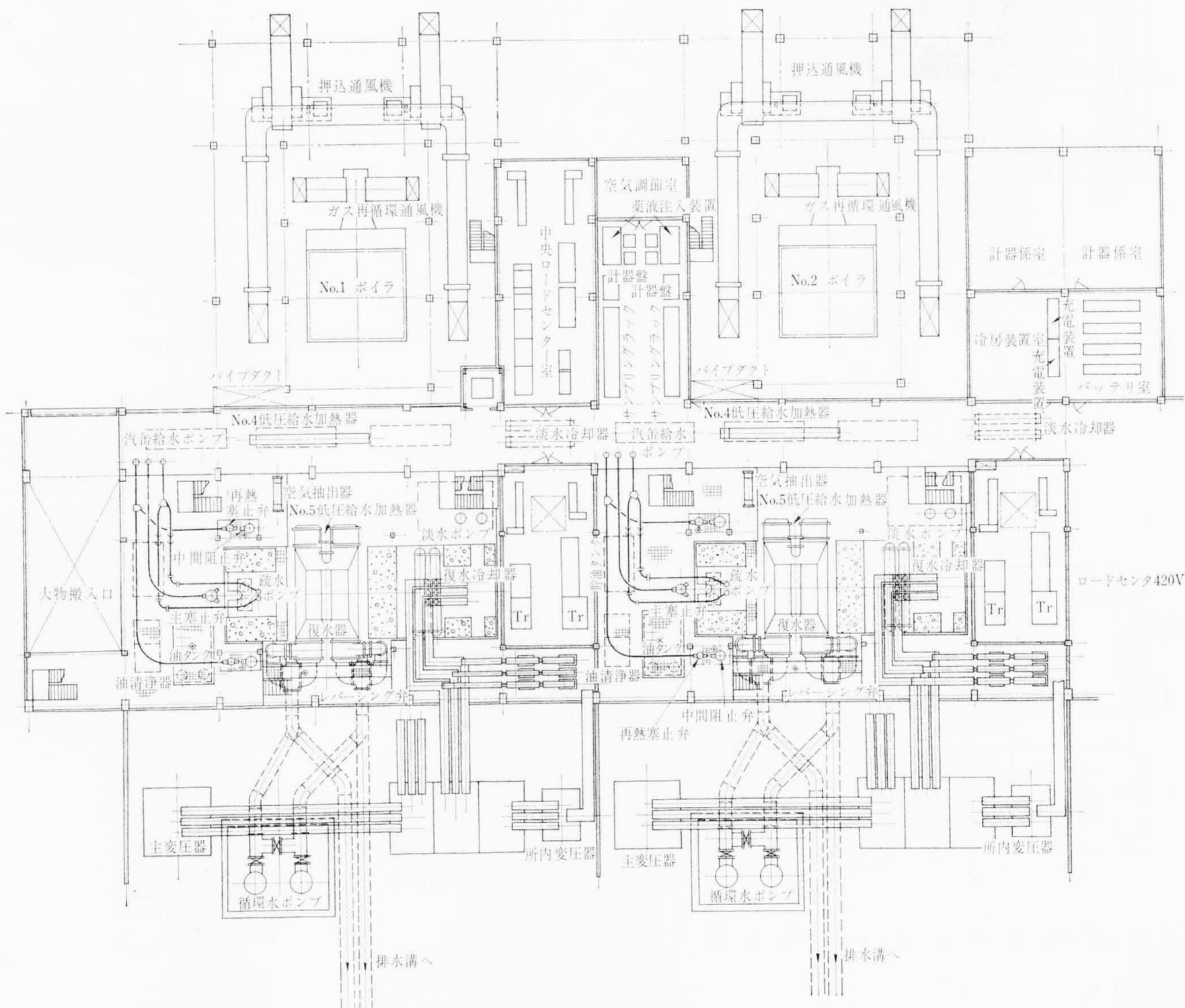
- (1) 燃料として規格外D重油を使用した。すなわち硫黄分4%、バナジウム、46 PPM という粗悪油に対し、特に伝熱面の高温、低温腐食に対処した。
- (2) 最大連続負荷 75 MW 時、ユングストローム形空気予熱器 2台常用、1台予備の合計3台を配置し、水洗時はもちろん補修時においてもダンパー切替えにより最大負荷にて連続運転可能と

第2表 ボイラ仕様

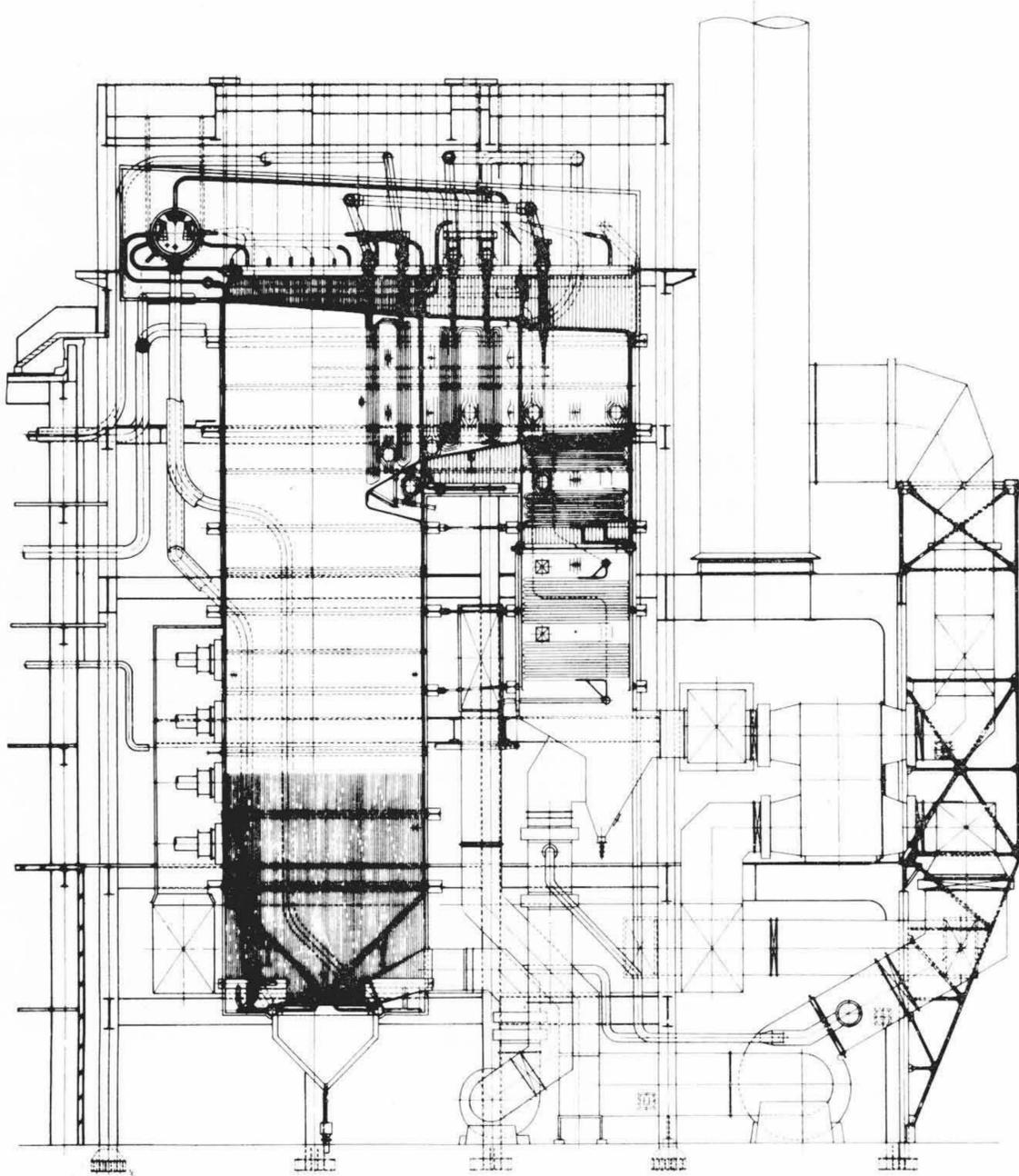
形式	B & W 単胴放射形屋外式
蒸発量 (最大連続負荷)	260,000 kg/h
蒸気圧力 (ドラム)	113.3 kg/cm ² g
蒸気圧力 (過熱器出口)	106.0 kg/cm ² g
蒸気圧力 (再熱器入口)	32.3 kg/cm ² g
蒸気圧力 (再熱器出口)	30.6 kg/cm ² g
蒸気温度 (過熱器出口)	541℃
蒸気温度 (再熱器出口)	541℃
給水温度 (節炭器入口)	236℃
給水温度 (節炭器出口)	271℃
空気温度	15℃
汽縮効率 (低発熱量基準)	92.35%
空気過剰率	10% (CO ₂ 14.65%)
通風方式	強圧通風
燃焼方式	重油専焼
燃焼装置	B & W Y-JET 重油バーナ 12本 B & W 点火軽油バーナ 6本

第3表 計画時の燃料性状

使用重油	C 重油	D 重油
高発熱量	10,385	10,330
粘度 (R.W., 50℃にて)	612秒以下	1188秒以下
反圧応	中性	中性
硫黄分	3.5%以下	3.9~4.0%
バナジウム		46 PPM



階機器配置図



第5図 全体組立図

いうほかに例を見ない新方式を採用した。第6図に煙風道ダンパー系統図を示す。

(3) ガス再循環方式を採用し火炉の熱吸収を調整して、再熱器および過熱器の蒸気温度を広い負荷範囲にわたり一定に制御した。

ボイラ火炉の熱吸収割合は負荷が低くなると逆に高くなる傾向を持つが、本方式を採用して第7図のようなほぼ一定の特性を持たせ、低負荷時の対流伝熱面の熱吸収を増加させた。第8図に本ボイラの蒸気温度制御特性を示す。

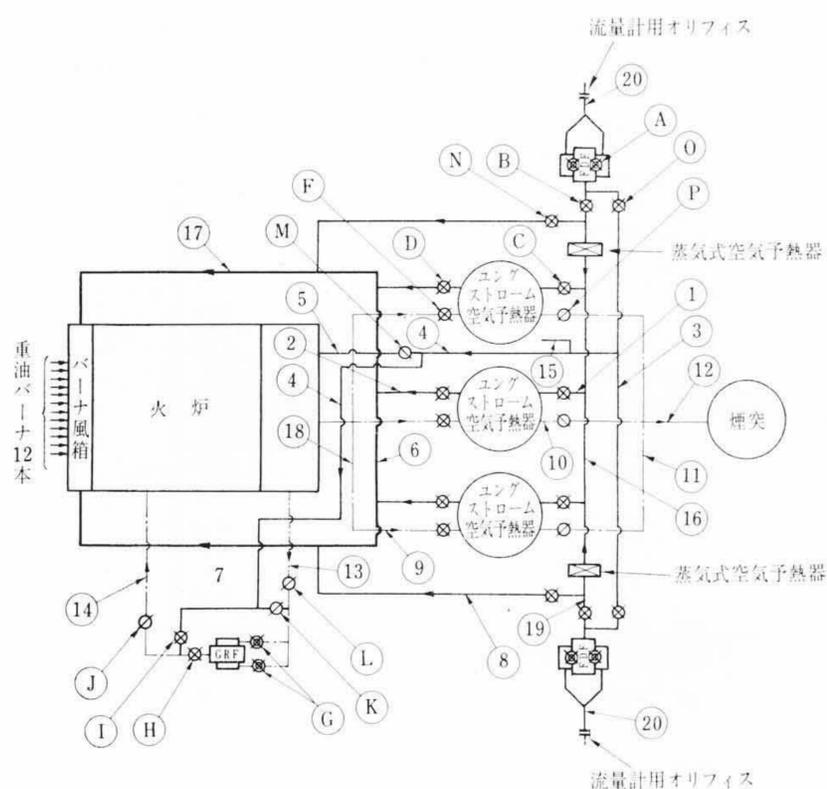
(4) 加圧通風方式でスキンケーシングを採用した。

加圧通風ボイラは漏込み空気がなく誘引通風機が省略できるため、ボイラ効率が改善され所要動力も低減できる利点があるが、それだけに設計製作ならびに据付けの面に高度の気密性が要求される。ボイラ本体はスキンケーシングにより外周を囲む耐圧構造として気密性を持たせた。第9図は1号缶の空気漏えい試験結果である。

一点鎖線、二点鎖線の目標値に対し非常に良好な結果を示している。

(5) 完全屋外式で自立形鉄骨構造を採用した。

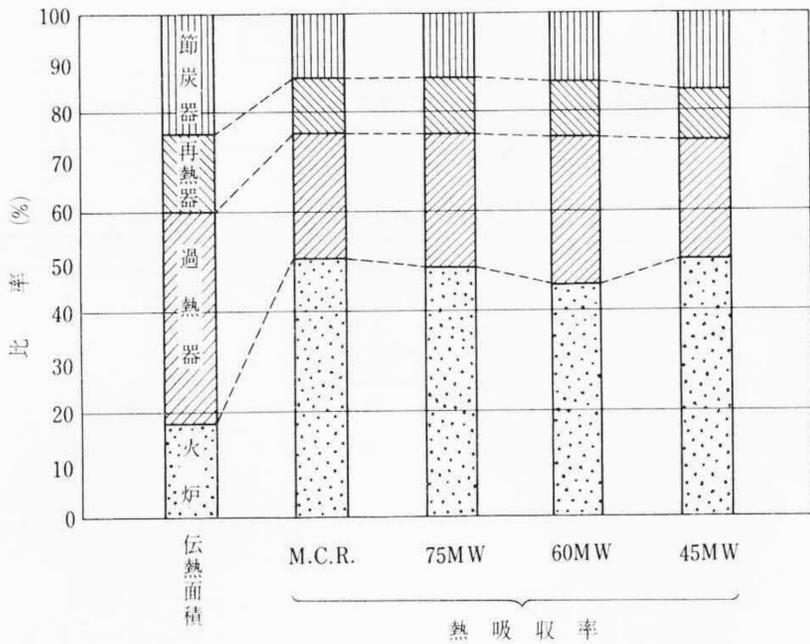
建設費の節減と建設期間の短縮のため十分実績のある屋外式構造を採用したが、同時に鉄骨構造も本館建屋とは完全に絶縁した自主耐震構造とし、本館建屋工程には影響されず、ボイラ単独の工作で工事を進め納期の短



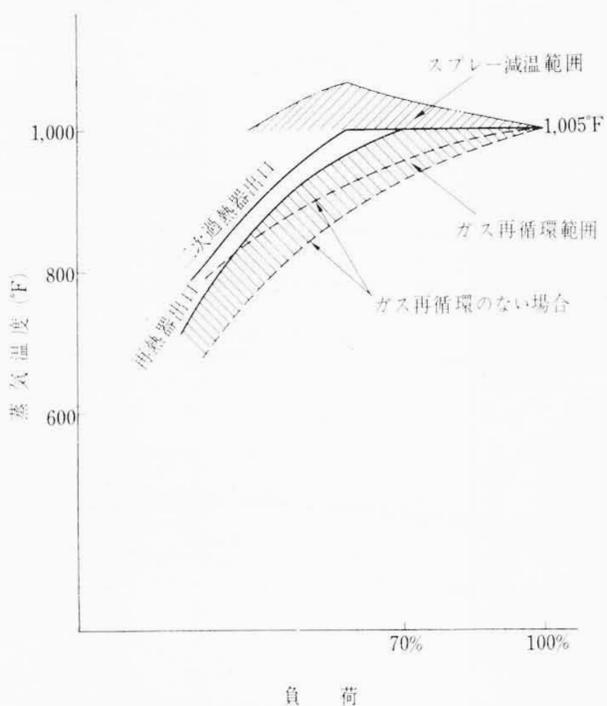
第6図 煙風道ダンパー系統図

符号	名 称	員数	作動方式	備 考
A	FDF入口ベーン	2組	ABC操作	FOFとインターロック
B	FDF出口ダンパー	2	遠方操作	
C	空気予熱器入口ダンパー	3	遠方操作	
D	空気予熱器出口ダンパー	3	遠方操作	
E				
F	空気予熱器投入口ダンパー	3	遠方操作	GRFとインターロック
G	GRF入口ダンパー	1組	ABC操作	
H	GRF出口ダンパー	1	遠方操作	
I	GRF冷却空気ダンパー	1	遠方操作	
J	ガス再循環煙道ダンパー	1	現場手動	GRFとインターロック
K	GRF冷却空気ダンパー	1	現場手動	
L	GRF入口煙道ダンパー	1	現場手動	FDFとインターロック
M	ベントハウス封入空気ダンパー	1	現場手動	
N	空気予熱器空気バイパスダンパー	2	遠方操作	
O	FDF連絡風道ダンパー	2	遠方操作	
P	空気予熱器出口煙道ダンパー	3	現場手動	
FDF	押し込み通風機	2		
GRF	ガス再循環通風機	1		
⊗	ABC自動調整ダンパー			
⊗	遠方操作ダンパー			
⊗	現場手動調整ダンパー			

符号	名 称	員数	クダト断面寸法	備 考
1	空気予熱器入口風道	3	1,680×3,760	SGP
2	空気予熱器出口風道	3	1,680×3,760	
3	FDF連絡風道	1	700φ	
4	冷却風道	1	500φ	
5	ベントハウス封入空気風道	1	300A	SGP
6	熱空気連絡風道	1	2,100×3,000	
7	GRF冷却空気風道	1	300A	SGP
8	空気予熱器バイパス風道	2	1,000×1,860	
9	空気予熱器入口煙道	3	1,680×4,880	SGP
10	空気予熱器出口煙道	3	1,680×4,880	
11	空気予熱器出口共通煙道	1	2,000×2,730	SGP
12	煙突入口煙道	1	2,500×4,000	
13	GRF入口煙道	1	800×1,500	SGP
14	GRF出口煙道	1	1,300×1,400	
15	汽缶封入空気母管	1	300A	SGP
16	空気予熱器入口共通風道	1	1,680×2,040	
17	空気予熱器～風箱熱風道	2	2,100×3,000	SGP
18	空気予熱器入口共通煙道	1	2,040×2,550	
19	FDF出口風道	2	1,400×2,100	SGP
20	サクシヨンドクト	2	1,380×2,100	



第7図 伝熱面積および熱吸収量比率

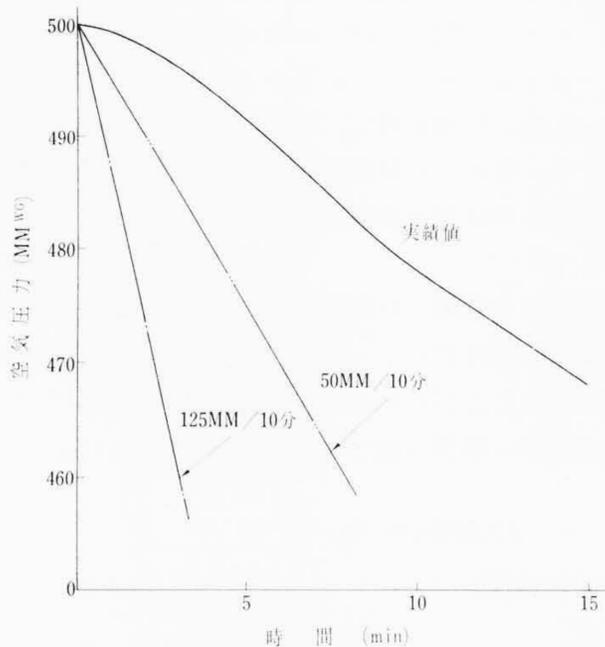


第8図 二次過熱器、再熱器蒸気温度特性

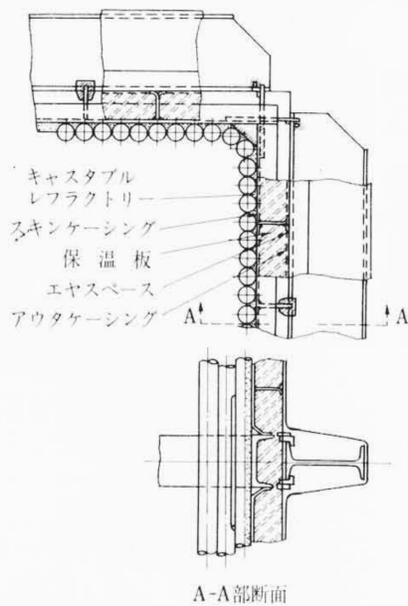
縮を図った。

3.2 構造概要

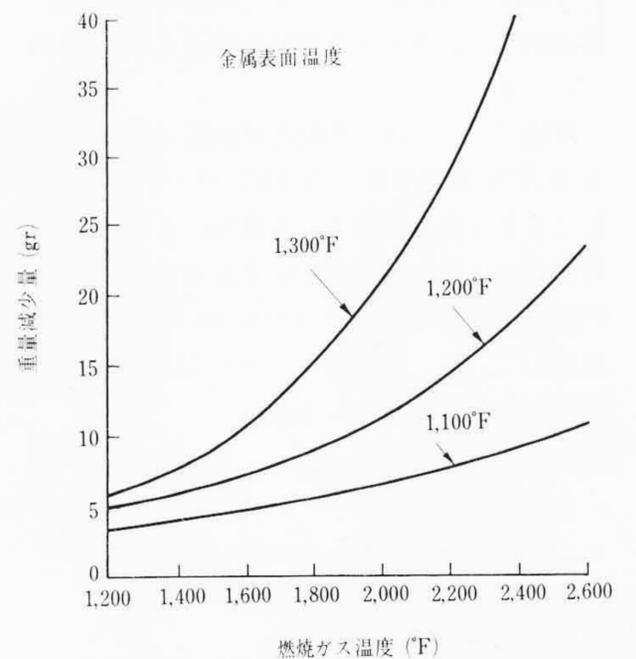
第5図に示すように形式は純然たる単胴輻射形で、火炉過熱器、再熱器、節炭器およびユングストローム空気予熱器よりなる。汽胴を含めて耐圧部は天井鉄骨よりつり下げられ熱膨張はすべて下方に逃がす無理のない構造が採用されている。



第9図 スキンケージング・リークテスト実績



第10図 コーナーシール構造



第11図 ガス温度腐食量関係図

(1) 火 炉

火炉は外径 62.7 mm のタンジェントチューブ構造で、前壁に 12 個のバーナを配し、水冷壁管は水平に配置された上下 6 段のバックステイと 5 段のタイバーで、強固な殻構造に組み立てられ、内圧外圧に対抗している。耐火材、保温材およびスキンケージングは水壁管に取りつけられ、B & W 特許のいわゆる水壁管と一体構造になっていて熱膨張による伸縮は両者同一方向のため、従来困難であった隅部シールを完全に解決している。第 10 図にそのコーナ構造を示す。

火炉で最も重要なことは燃料の完全燃焼と火炉出口ガス温度が均一になることである。このため性能の良い蒸気噴射式 Y ジェットバーナに対し十分の火炉の大きさで後壁管にノーズバップルを配置した。火炉の高さは後部伝熱面の配置より決定したもので、缶水循環の点からは半分以下で十分安全である。ノーズバップルは燃焼ガスを後壁より前壁側に押し戻し、燃焼継続ならびに安定燃焼に有効な熱源とし、さらに火炉出口断面積を絞るためガス流は火炉内に充満して火炉冷却面は有効に働く役目をしている。また火炉下部よりは、節炭器出口よりの低温ガスを再循環させて火炉出口ガス温度を低くかつ均一にしている。本ボイラのように低質油燃焼の場合高温腐食に対しガス温度を低く均一にすることは非常に重要でその一例を第 11 図に示す。

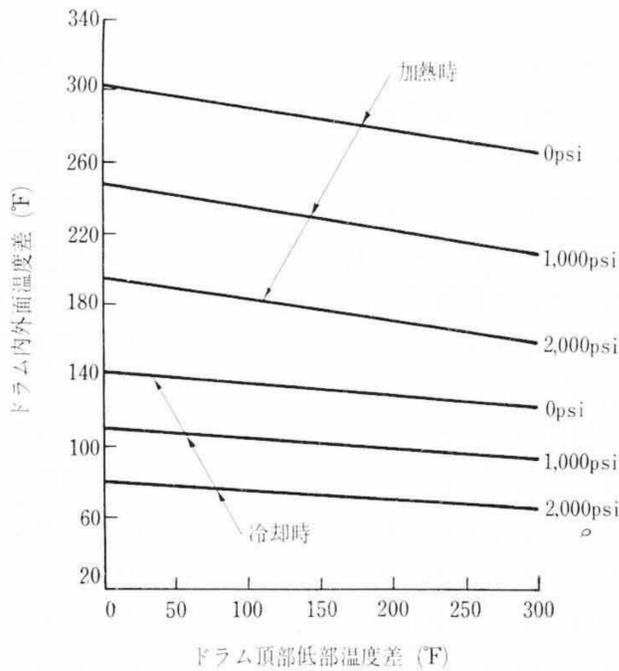
(2) ド ラ ム

ドラムは全溶接形 60 吋内径で、内部に B & W 特許のサイクロン気水分離器をはじめ、給水内管、薬液注入管、連続ブロー管、試料採取管等を内蔵している。ノズルの鏡板貫通部には温度差による熱応力防止のためサーマルスリーブを設けている。このサイクロン気水分離器の原理は、切線方向に回転流入する気水混合物を比重差を利用し遠心力により完全に蒸気と缶水を分離するもので、縦形取付けのため分離に無理がなくこの種のものでは最も抵抗の少ないすぐれたものである。したがって缶水側に気泡(きほう)を含まず 200 kg/cm² 級のボイラにも自然循環の採用を可能にしている。

本ドラムは高圧のため板厚が厚く起動停止時温度差により過度の熱応力が誘起される危険がある。温度差は一般に昇圧時より降圧時に多く、その速度が早いほど大きくなるので、ドラム内外面およびドラム頂部低部間の温度差を測定できるよう温度計を取り付け、第 12 図の制限値内で安全に運転できるよう配慮してある。

(3) 過熱器・再熱器

二次過熱器、再熱器はペンダント形、一次過熱器は水平セレブドレーニング形で火炉出口より後部に順次配列されている。各伝



第 12 図 加熱、冷却時のドラム温度差制限値

熱面は第 8 図に点線で示すようにガス再循環零で最大負荷時規定温度になるよう選定されている。

蒸気温度自動制御においては再熱器出口蒸気温度を基準に下部斜線範囲をガス再循環し、これに伴い過熱器は上部斜線部を一次、二次過熱器中間にあるスプレー式減温器により減温し規定温度が得られるよう計画されている。

蒸気温度が高温のため重油灰中のバナジウムによる高温腐食が考えられるがその腐食程度は金属表面温度、周囲ガス温度および材質に左右される。周囲ガス温度についてはすでに第 11 図で述べたが、金属表面温度を低くおさえるため、次の配慮を加えた。

- (イ) 火炉上部に懸垂する放射形過熱器構造をやめ、ノーズパツフル上部に過熱器を配列した。
- (ロ) 高温過熱器の蒸気流をガス流と並行にし、かつ蒸気流速を高めた。
- (ハ) 高温過熱器、再熱器共蒸気出口最高温部を管列の内部に配しキャビテーターよりの受熱を防止した。
- (ニ) ガス流方向の管相互間隔を狭くし、かつスペーサの長さを短くしてオーステナイト系合金を使用した。

(4) スキンケーシング

強圧通風方式を採用したため炉内ガス圧は常に外気よりも高くこれが外部への漏えいはケーシング腐食、保温材焼損などの原因となるので、全溶接のスキンケーシングを用いて完全気密構造とした。また火炉天井部は各種過熱管が貫通しシールが困難なので、ペントハウス内には強圧通風機出口より的高圧空気を導入し、炉内ガス圧に対抗させた。また点検用のぞき窓、スートブロー管貫通部にも炉内ガスの噴出を防止するため、封入用空気を導いた。

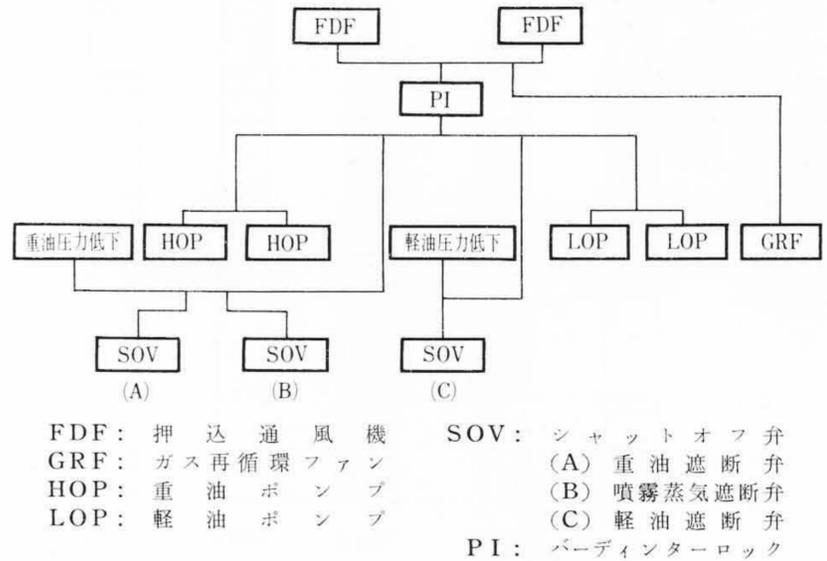
(5) 重油バーナ

重油バーナには、比較的低油圧で広い負荷変動範囲に追従できる B & W 蒸気噴霧式 Y-JET バーナを使用した。本バーナは油圧より若干高く保持される蒸気により噴霧されるため、噴霧油滴は非常にこまかく空気と完全混合するので粘度の低い状態で完全燃焼可能である。本ボイラにおいても過剰空気 10% 以下で完全燃焼している。また点火バーナには自動的に入れする電気火花放電式を採用している。

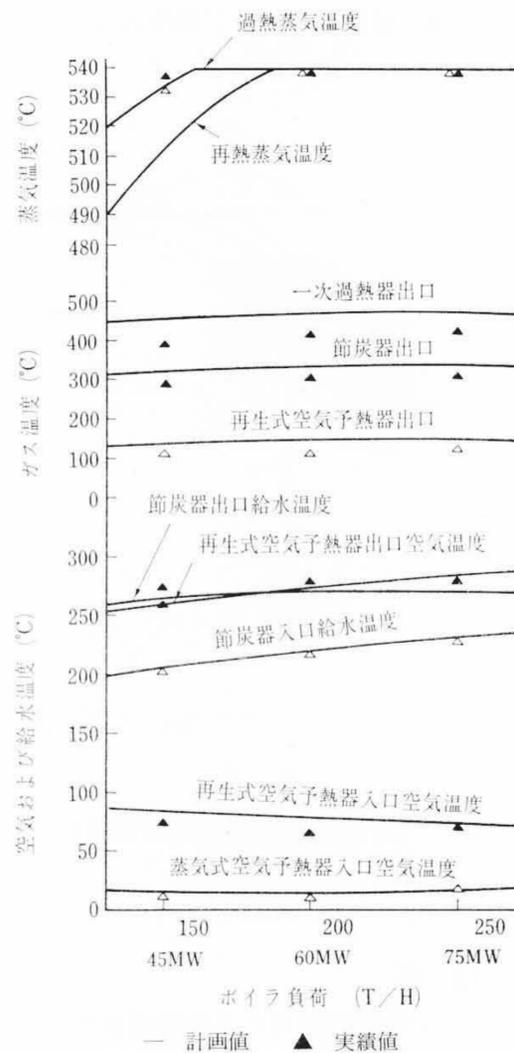
(6) 自動制御装置

自動制御装置にはペーレー空気式ミニライン方式を使用している。系統を大別すると次の四つよりなる。

- (イ) 燃焼制御 (ACC)
- (ロ) 給水制御 (FWC)
- (ハ) 蒸気温度制御 (STC)



第 13 図 ボイラインターロック



第 14 図 運 転 実 績

(ニ) 重油温度制御 (OTC)

ボイラインターロックを第 13 図に示す。インターロックには、このほかボイラ、タービン間およびローカルなものも設備されているが、特にタービンよりボイラ、ボイラよりタービンへのインターロックについては、万全を期し、絶対安全な運転ができるよう特に考慮している。なおこれ以外にも各種警報装置、熱計器など安全運転に必要なものは中央操作方式として完備している。

3.3 運 転 実 績

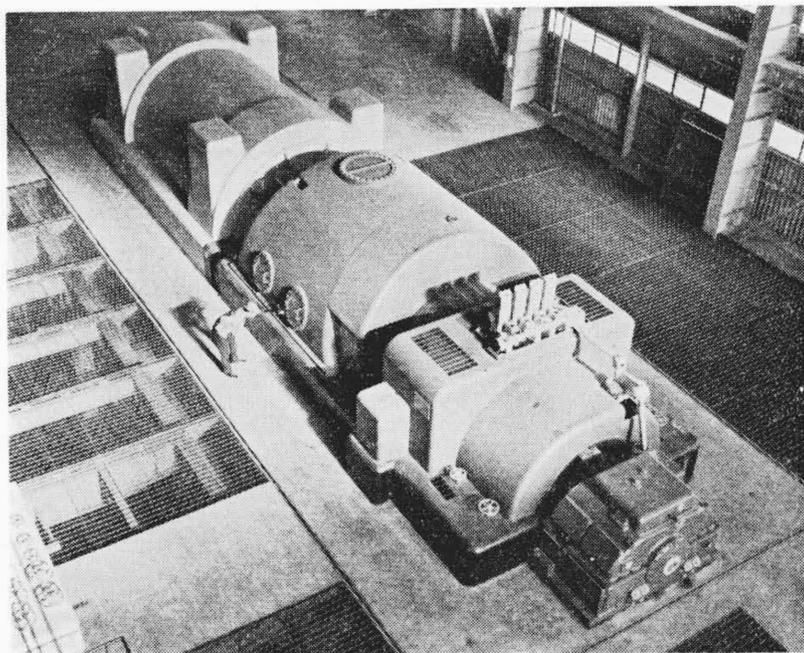
1号缶の、燃焼試験時の数値と計画値との比較を第 14 図に示す。本図より計画値と実績値がほとんど一致し、汽缶効率的には余裕のある方向に実績値があることがわかる。蒸気温度特性においては、計画値より以上に広範囲に制御可能なことが実証されている。

4. 75,000 kW タービン

4.1 タービンの計画概要

(1) 仕 様

本タービンの仕様は次のとおりである。



第15図 75,000 kW 再熱タービン

形式	日立衝動再熱タービン2汽筒複流排気形
定格出力	75,000 kW
回転数	3,000 rpm
蒸気圧力	102 kg/cm ² g
蒸気温度	538°C
再熱温度	538°C
復水器真空	722 mmHg
抽気段数	5段
段落	高圧再熱前9段, 再熱後12段, 低圧4段の復流, 計25段

(2) 再熱サイクルの採用

再熱サイクル採用の目的は燃料費の節減による効率の向上にあることはいうまでもなく、タービンプラントの熱消費量の減少は一般に5%に達する。さらに低圧段落における湿度を著しく減ずることができるので湿り蒸気によるタービン動翼の erosion を減じ、また段落効率を向上せしめる利点を有している。

(3) タービン内部効率の向上

次のような考慮が払われている。

(イ) 再熱タービンは一般にベースロードとして運転されるのが普通なので、調整後には効率の高いラト一段を用い、同時に蒸気不通過部分における翼車の風損を少なくするため、全周噴射に近い設計としてある。

(ロ) 再熱部圧力はサイクル効率を考慮し特に部分負荷におい

ても効率の低下を極力少なくするよう最適の値としてある。

(ハ) 高圧車室内に再熱前と再熱後の段落を取め、車室グランドより蒸気の漏えいを減少するとともに、これを有効に利用しうる構造としてある。

(ニ) 比較的翼長の長い段落には三次元流を考慮した Vortex design を採用した。

(ホ) タービングランドにはラビリンスパッキングとウォーターシールパッキングを併用して蒸気の外部漏えいを皆無ならしめた。

以上のような設計によった本タービンの内部効率は、再熱前81%、再熱後90.5%以上となっている。

4.2 タービンの構造

タービンの構造は第16図に示すように高低圧2車室よりなり、高低圧車室の蒸気連絡管は低圧車室内に設け、ロータは高低圧リジットに結合された3軸受方式を採用して、タービン全長を著しく短縮している。高圧車室は完全な2重車室構造であり、主蒸気は高圧車室中央上下部より流入して、まずタービンの前側に流れ、車室の最前端に設けられた2本のパイプより外部に出てボイラの再熱器に導かれる。再熱された蒸気は再び車室中央部に流入し、前とは逆に車室後側に向かって流れる。このように高圧タービンに対向流構造を採用することによりロータに作用する推力を減じうるばかりでなく、高温蒸気にさらされる部分を車室中央部に集めて車室に作用する熱応力を減じ、同時に熱をきらう軸受部および水封パッキング部と高温蒸気部とを遠ざけている。低圧車室は鋼板溶接構造で、再熱タービンでは特に低負荷において低圧部温度が高くなる特殊性を有しているため組込式連絡管には膨張継手を設けて車室の熱ひずみを防いでいる。

高圧外部車室は熱応力を減ずるため円筒に近い形状とし特に圧力の高い部分は完全な二重車室構造として車室、特にフランジ部の応力と熱影響を極力さける構造としてある。

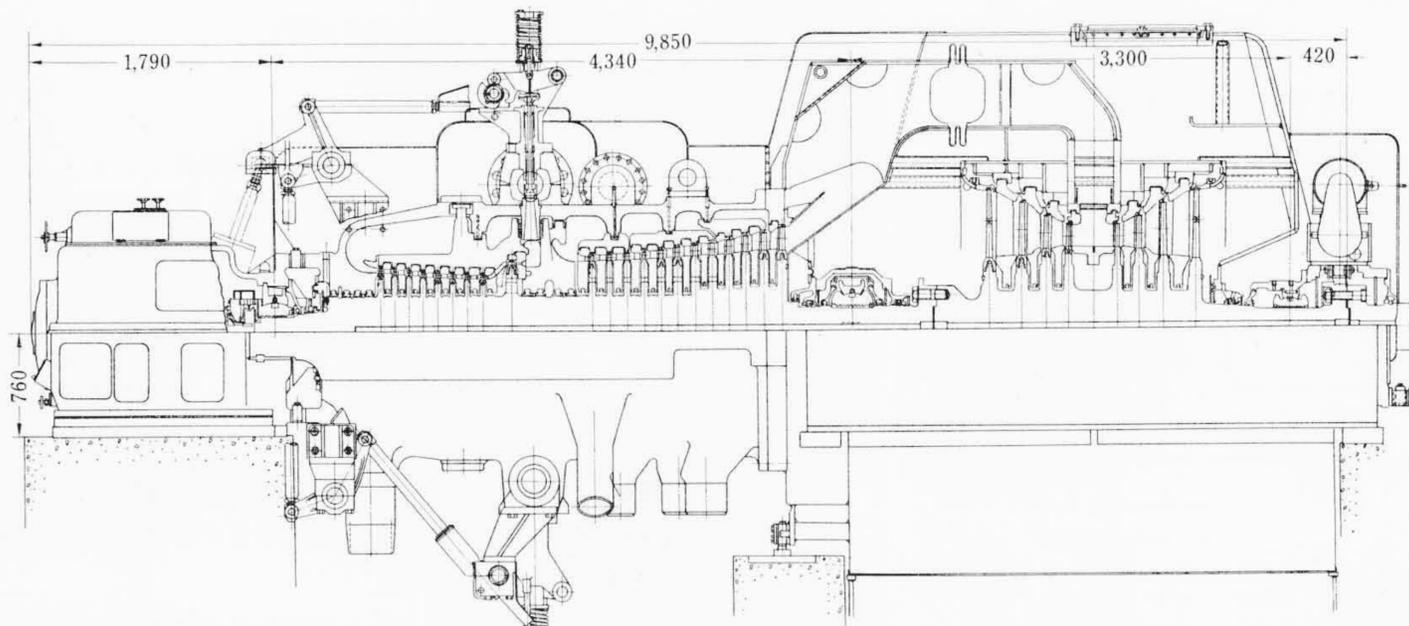
調整段動翼は蒸気の衝撃力が大きいので特に翼軸を広くし、ダブルシュラウド構造としている。

噴口およびダイヤフラムの高圧部は溶接式、低圧部は鋳込式構造で、プロフィールはすべて効率のよいネガチブノズルである。低圧段落のダイヤフラムには特殊の水滴分離装置を設け、ここで分離された水滴は直接復水器へ導かれる。

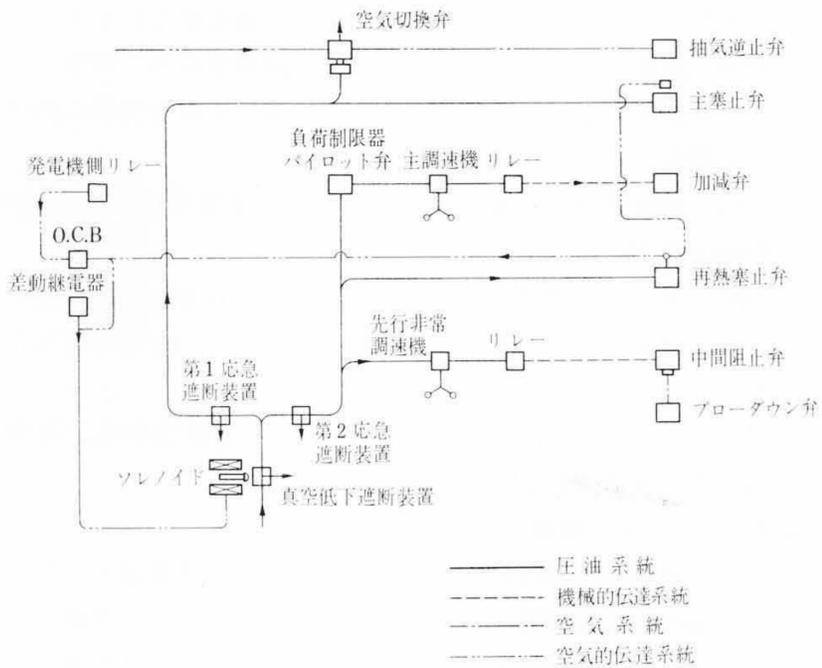
4.3 調速ならびに保安装置

本タービンに採用した制御系統を第17図に示す。

主調整機のほかに先行非常調速機が同じロータ軸上に設けられ、主調速機が回転数あるいは負荷に応じて加減弁の開度を制御するよ



第16図 75,000 kW 再熱タービン断面図



第17図 保安制御機構動作系統図

うに先行非常调速機は定格回転速度よりやや高い回転速度において中間阻止弁の開度、すなわち再熱器より再熱後段落への蒸気量を制御するものである。またタービンがなんらかの原因で負荷を喪失した場合、タービンの加速を防止するための停滯蒸気非常排出装置が設けられている。そのほか、ボイラ、タービン間のインターロックあるいは発電機負荷遮断時、自動的に整定速度を定格速度に復帰せしめる装置、低負荷時排気室の温度上昇を防ぐ水噴射装置などが設けられている。

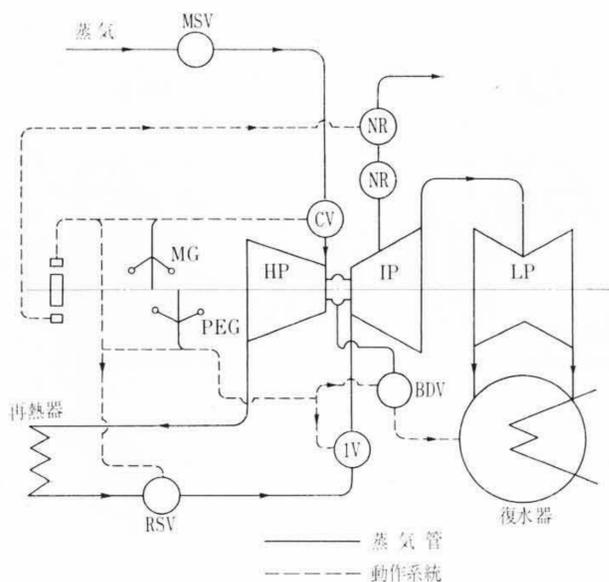
(1) 保安装置

以下各機器の機能について述べる。

再熱塞止弁は中間阻止弁とシリーズに左右2個設けられて全開もしくは全閉の位置をとる。

先行非常调速機と中間阻止弁の目的は、発電機負荷が急激に喪失した場合、再熱蒸気流量を制御することにある。

停滯蒸気非常排出装置は、タービンが全負荷運転中、なんらかの原因で系統から遮断され負荷を喪失した場合、加減弁および中間阻止弁は直ちに全閉してタービンの過速を防止しようとするが、再熱器およびその配管中には多量の蒸気エネルギーが残留し、この蒸気が中間ラビリンスを通過して中圧タービンに漏入し、タービンを過速させる危険がある。この危険性を防ぐために中間阻止弁が全閉した場合にラビリンスの中間部から直接復水器に通ずる系統にあるブローダウンバルブを開いてやり残留蒸気を復水器へ導く装置を設けている。このようにブローダウン弁は中間阻止弁とインターロックされ空気圧により開閉を行ないタービンの過速



MSV: 主塞止弁 CV: 加減弁 RSV: 再熱塞止弁
 IV: 中間阻止弁 BDV: ブローダウン弁 NR: 抽気逆止弁
 MG: 主调速機 PEG: 先行非常调速機 EG: 非常调速機

第18図 调速制御系統図

第4表 タービン保安装置一覧

	危急遮断および過速防止	排気室真空および温度	軸受および潤滑油	その他
1	非常调速装置	真空低下警報ならびに遮断装置	軸受温度上昇警報装置	負荷制限器
2	主塞止弁遮断装置	真空破壊装置	推力軸受温度継電器	タービン入口蒸気圧力調整装置
3	调速弁遮断装置	大気放出装置	スラスト摩擦遮断装置	
4	再熱蒸気塞止弁遮断装置	排気室温度上昇警報装置	油圧異常降下警報ならびに遮断装置	
5	先行非常调速装置	排気室加熱防止用冷却水噴射装置	補助油ポンプ自動起動装置	
6	抽気弁遮断装置			
7	回転数自動復帰装置			
8	停滯蒸気非常排出装置			
9	電磁遮断装置			
10	危急回路遮断装置			

を防止する。

回転数自動復帰装置はタービンがなんらかの原因で急に負荷を失うと调速機の特長としてその同期装置を作動させない限りタービンは定格速度よりも高い回転数で整定し、その結果中間阻止弁は閉じたままになっておりタービンの高圧部を流れた蒸気は再熱器の安全弁を通過して大気に放出される。回転数自動復帰装置はタービンの回転数が103~104 rpmに上昇したときに、自動的にその接点を閉じ回路に設けられたタイマーの働きにより自動的に同期装置を無負荷の位置まで復帰させる装置である。本装置を設けたために不必要に蒸気を大気に放出することを避け、同時にタービンの並列再投入を容易ならしめることができる。

排気室過熱防止用冷却水噴射装置はタービンの起動時、あるいは無負荷運転時において排気室の温度が異常に上昇し軸心の狂いなど悪影響を与えるのを防ぐもので、加減弁開度が5%負荷以下となり、かつ中間阻止弁が開いている状態にあるときは空気圧の作用により冷却水弁を自動的に開き、排気室に復水ポンプ出口の復水を噴射せしめて過熱を防止する。以上述べた保安ならびに制御装置はいずれも単独あるいは総合試験において優秀な成績を収めている。

(2) 監視用計器

タービンの急速起動および中央制御に便利に次のような監視計器を備えている。

- (a) 速度および調整弁開度指示記録計
- (b) ロータ偏心指示記録計
- (c) 振動記録計
- (d) 車室伸び指示記録計
- (e) 車室、ロータ伸差指示記録計
- (f) 電気式回転計
- (g) 車室および蒸気各部温度指示記録計

5. プラント機器

高圧高温化に伴いプラントサイクル中の主要機器である復水器、空気抽出器、低圧給水加熱器、脱気器、高圧給水加熱器、その他各種熱交換器、制御機器なども効率、信頼性、取り扱い、などの点から種々新しい技術を取り入れている。第5表に主要機器の概略仕様を示す。

5.1 復水器

復水器はタービン架台下の限られたスペースを最も有効に使用して高効率をあげるために、第19図に示すような角形復水器を採用

第5表 主要機器概略仕様

品名	仕 様
復水器	冷却面積積量 4,180 m ² 冷却水 11,500m ³ /h 真空 722 mmHg 水温 21℃
高圧給水加熱器	形式 横形Uチューブ式 材質 鋼管 加熱面積 第1 300 m ² 第2 260 m ²
脱気器	処理水量 260 m ³ /H タンク保有水量 75 ton 出口酸素含有量 0.005 cc/l 以下
低圧給水加熱器	形式 横形Uチューブ式 材質 アルブラック 加熱面積 第4 125 m ² 第5 100 m ²
復水熱交換器 淡水熱交換器	冷却面積積 200 m ² 52 m ²
蒸化器	形式 横形Uチューブ式 加熱面積 45 m ² 容量(発生蒸気) 8,000 kg/H 圧力(発生蒸気) 18 kg/cm ² g
蒸化器用ドレン冷却器	冷却面積積 14 m ²

した。その特長の二、三を述べると次のとおりである。

- (1) 冷却管束は左右上下4管束に分かれ、各管束は放射部、密集部、空気冷却部からなっている。これら管の配列については蒸気の流れが一様でかつ各部の圧力損失が少なくなるような角形の放射配列を基礎実験から決定し、復水器の高性能を確保すると同時に再熱脱気方式によって復水の過冷却を防ぎ残留酸素量を0.03 cc/l となるように設計した。
- (2) 冷却水は最初に上半部を通りついで下半部を冷却するが、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ならびに空気分離による冷却管の腐食の問題などに対して利点がある。
- (3) 復水器の連結胴に低圧給水加熱器をそう入しスペースの節減、抽気管の簡単化を図った。

前述のように本復水器は冷却海水が胴体上半よりはいいり下半より出るように設計されているが、レバーシグナルバルブを設けて運転中に定期的にこの流れの方向を逆流させ、バックウォッシュを行なうことによって管内の種々な異物やスケールを除去している。

5.2 空気抽出器

主空気抽出器は2段2連式で、中間冷却器と後冷却器が1個の胴

体内にコンパクトに取められており、少量の駆動蒸気で高性能が得られる。

またスターテ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い場合でも急速な真空の上昇を行ない、また復水器のほかの海水冷却系統のプライミングを行なうように計画している。

5.3 脱気器

高圧化に伴って給水中の溶存酸素の含有量が重要な問題となり、高性能の脱気器が要求されてきた。復水器でも再熱脱気はされるが、これをさらに脱気器において0.005 cc/l 以上まで脱気する。

脱気器内部構造をなすトレイは実験と実績を基に設計された圧力形トイレス脱気器で、ペントコンデンサは脱気室内に内蔵された直接接触形である。蒸気と給水の流れは向い流として脱気性能の向上を図っている。

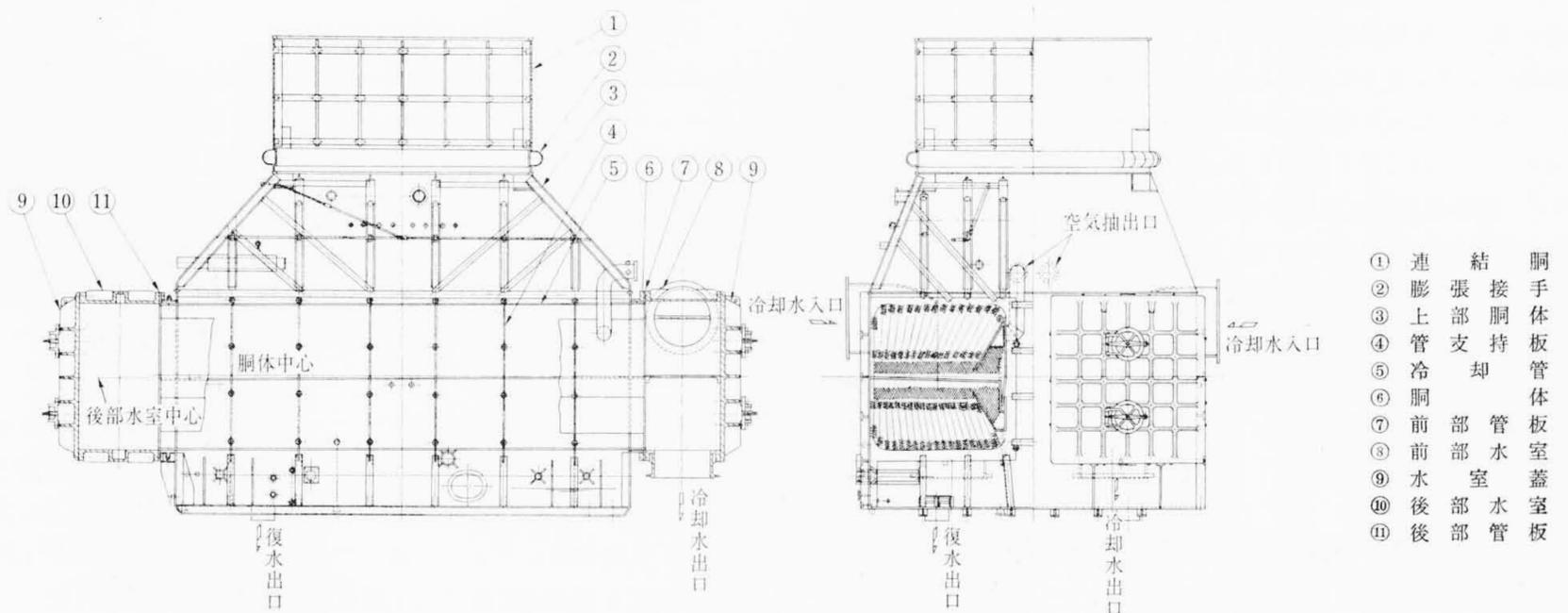
5.4 高圧給水加熱器

本プラントに採用した高圧給水加熱器は次のような特長を有している。第20図にその高圧給水加熱器を示す。

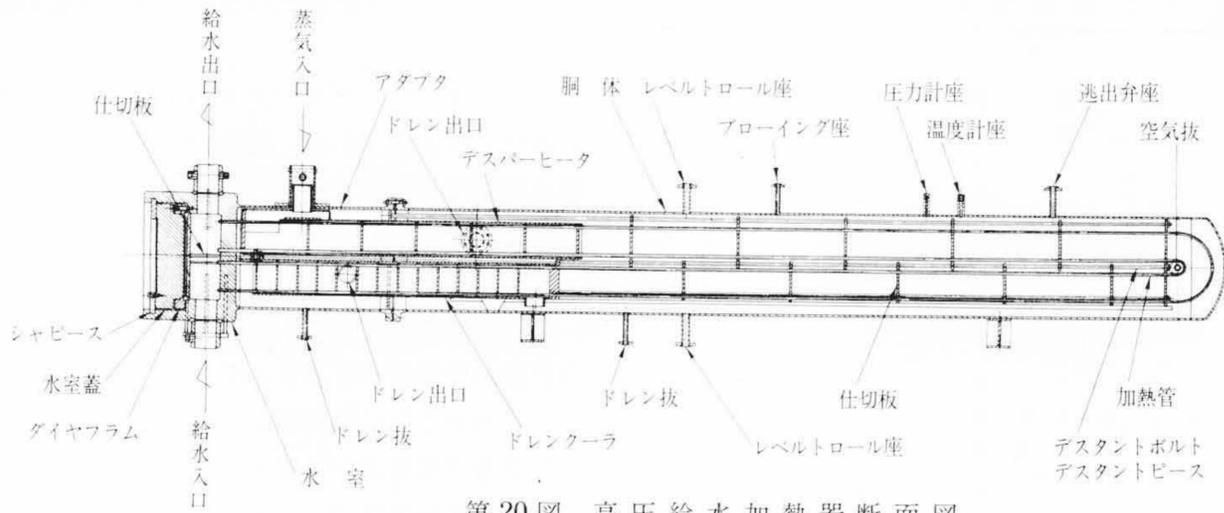
- (1) 加熱管に鋼管のUチューブを使用し、その両端を管板に溶接している。
- (2) 水室は高圧に耐える構造とするため鍛造品で一体に作られており、給水の漏えいを完全に防止する特殊構造(ロックヘッドフィックスエンド形)を備えている。
- (3) 胴体はフランジで二分割され、胴体の点検が容易に行なえる構造である一方、水室側の胴体は水室管板に溶接され一体となっている。

本給水加熱器の最大の特長は加熱管に鋼管を採用したことで、それによる利点は給水加熱装置とボイラ側の材質の相違がなくなり給水処理が容易になったことである。すなわち従来加熱管材料としてキュープロニッケルまたはモネルメタルなどの銅合金が用いられていたが、給水処理済として添加されるヒドラジンなどの揮発性薬品が分解生成して生ずるアンモニアにより銅が溶出しボイラに持ち込まれて鉄を溶出する作用があり、給水処理上の難点となっていたがこれが全く解消された。ただしびやすい点に十分な注意をする必要がある。そのため短時間停止の場合にシール用として脱気器に供給された補助蒸気を給水加熱器ペント管より加熱器胴体側に導き空気の侵入を防止する。同時に給水側にはヒドラジンを添加した給水を満水して保管する。

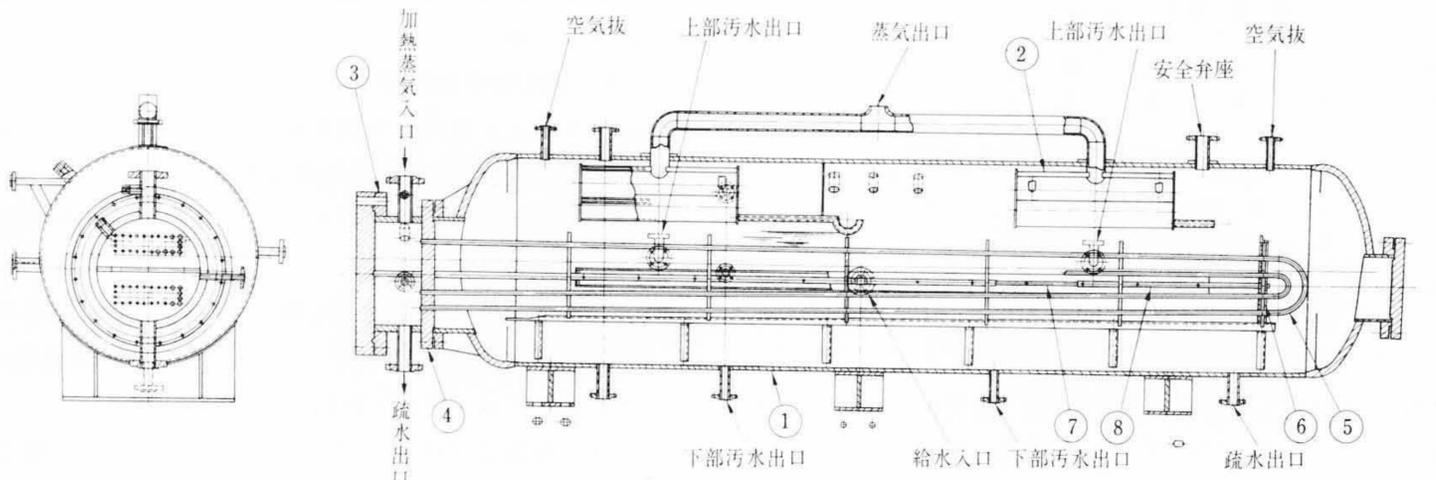
長期間停止および補助蒸気が得られないような場合には窒素封入を行なう。その方法はタービン停止時ボイラ残圧が1.5 kg/cm²G程度になったとき胴体側、給水側にそれぞれ窒素を封入し保管中常



第19図 復水器断面図



第20図 高圧給水加熱器断面図



第21図 蒸化器断面図

にその圧力を約 0.5 kg/cm²G に保って空気の浸入を防ぐもので、本プラントにはこの窒素封入設備を備えている。

5.5 低圧給水加熱器

前にも述べたように第4低圧給水加熱器はドリレンクーラ付、第5低圧給水加熱器はドリレンクーラなしでタービンと復水器の間の連結胴内に設置されており、第5低圧給水加熱器胴体および連結胴内を通る第5抽気管はうすいステンレス鋼板で保温を行なってタービン排気への放熱損失を防ぐと同時に管壁の腐食を防止している。第5低圧給水加熱器はドリレンクーラがないのでドリレンの水位調整は後述するようにフラッシュタンクで行なっている。

5.6 蒸化器

設備が簡単で運転、操作、保守などが非常に容易な一段の加熱蒸化機構を備えた蒸化器を採用した。第21図はその蒸化器で、発生蒸気の純度はキャリーオーバーの量によって左右されるから高性能のサイクロンセパレータを器内に取り付け気水を完全に分離しきわめて純度の高い発生蒸気を得ている。

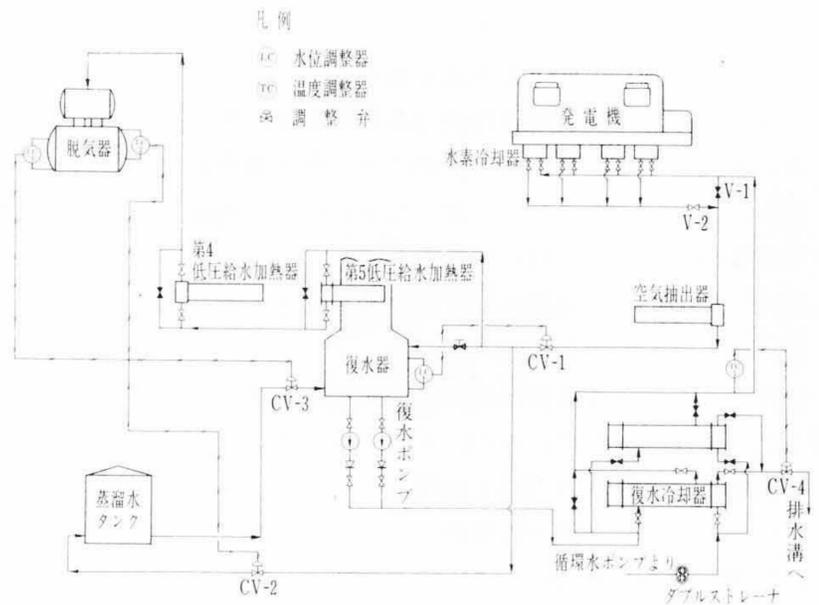
前部ヘッダは上下に分けられ、それぞれ加熱蒸気ヘッダおよびドリレンヘッダとなっている。加熱管はUチューブを用い自由に熱膨張を逃がすことのできる構造となっている。

5.7 復水冷却器、淡水冷却器

復水冷却器は復水器の真空度が低く復水温度が高い場合でも水素冷却器入口復水温度を最高 35°C に保持し、淡水冷却器はプラント各補機の冷却水を冷却するのを目的とするものでこれら熱交換器は管内を海水、管外を復水、淡水が流動することになり特に胴体内面の仕切板と帯板との間げきをできるだけ小さく、胴体内流体の内部漏えいによる熱交換率の低下を防止する構造としてある。

6. 配管系統ならびに制御系統

本プラントの全体配管系統のうち、その二、三のおもな系統について述べる。



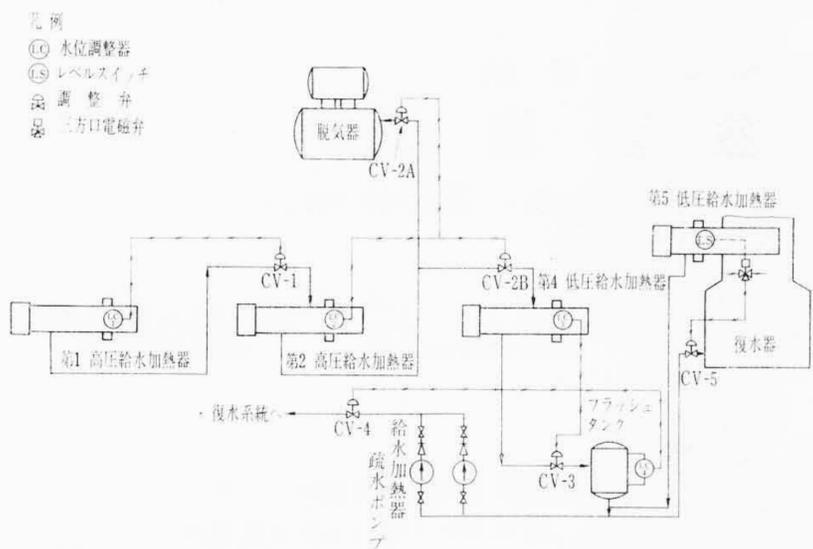
第22図 復水器、脱気器回り系統ならびに水素冷却系統図

6.1 復水器ならびに脱気器回り系統

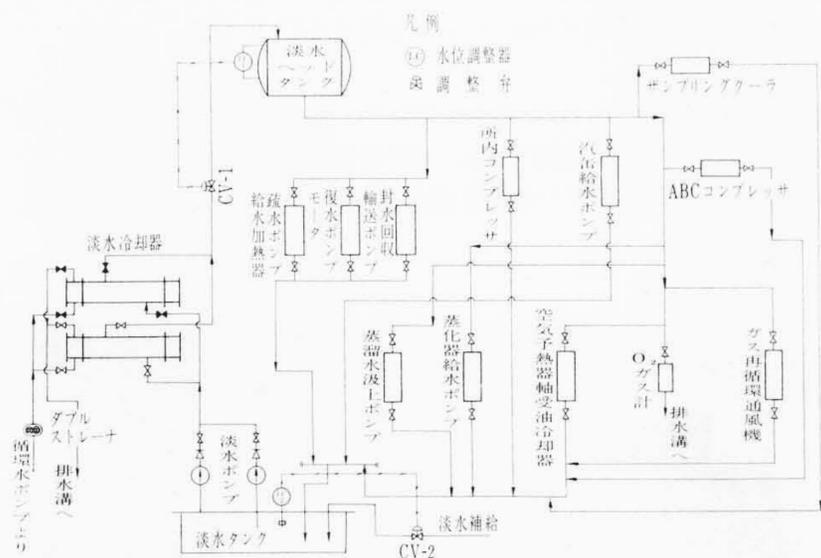
第22図は復水器、脱気器回り水位制御系統を示す。すなわち復水器ホットウエルの水位は復水ポンプ出口の制御弁により一定に保つとともに脱気器の水位により蒸留水タンクからパワーサイクルへの補給水制御を行なっている。脱気器の貯水タンクはプラントの負荷変動の際に生ずるボイラの保有水量の変化、給水量と復水量の過渡的な不平衡などに対する緩衝的役割を持つもので、このため定格負荷相当の給水を約 18 分間供給しうるほどの大きな容量としてある。

6.2 給水加熱器ドリレン系統

給水加熱器ドリレンにはカスケードドリレン方式を採用している。第23図はその系統を示す。第2高圧給水加熱器のドリレンは通常脱気器に導入しているが負荷が減少し器内圧力が低下して屋上に設置されている脱気器にドリレンが送入できなくなるとその水位が上昇することにより自動的に第4低圧給水加熱器に導かれるようにスプリットレベルコントロール方式を採用した。



第23図 給水加熱器ドレン系統図



第24図 軸受冷却水系統図

低圧給水加熱器のドレンはフラッシュタンクに集められ、ドレンポンプで復水系統に回収される。また第5低圧給水加熱器は比較的タービンに接近した高さであり、その抽気管がタービン、復水器間の連結胴内にあるため逆止弁がなく、かつ加熱器内圧力は常に真空なので他の給水加熱器にみられる胴体逃止弁に代わってレベルスイッチが設けてある。これにより給水の漏れあるいはドレン制御系の異常により加熱器胴体中心まで水位が上昇するとレベルスイッチが閉じソレノイド弁が作動しフラッシュタンクより復水器へ連絡する管系に設置したダイヤフラム弁が急開して加熱器が満水するのを防ぎ低圧タービン側へのドレンの侵入を防止する。

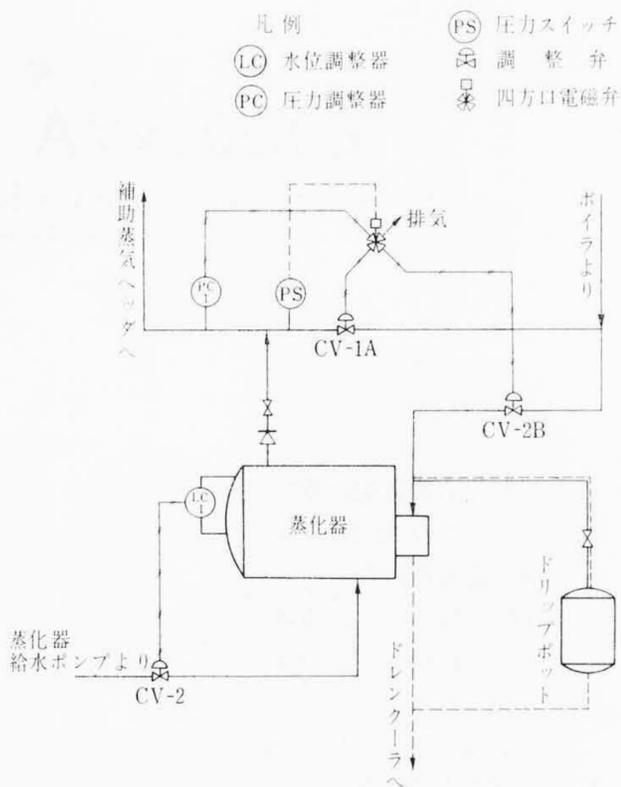
6.3 発電機水素冷却器の復水冷却系統

第22図のように復水を直接水素冷却器に通す方式を採用し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せることができる。しかし夏期などに復水温度が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を35°Cになるように復水を検出し冷却水としての海水を制御し復水冷却器により冷却する。

また起動時の発電機ロータ予熱の場合および冬季などの冷却水温度が低く復水温度が下がった場合に備えて弁V-1、V-2があり、これらの開度を適度に調節して水素冷却器を過冷却されるのを防ぐように考慮してある。

6.4 軸受冷却水系統

軸受冷却水系統として種々の方式が各発電所などで計画採用されているが、本プラントで用いた系統は第24図に示すとおりで、水素冷却器は主系統の復水冷却、油冷却器は海水による直接冷却、また各種補機は淡水による軸受冷却方式を採用し比較的小形で簡単な設備としてある。



第25図 蒸化器回り系統図

循環する冷却水はろ過水を用い地下設置の冷却水タンクより立形冷却水ポンプで汲み上げ、淡水冷却器を経て淡水ヘッドタンクにより一定の水頭を保った状態で各種機器装置を冷却したのち冷却水タンクへ戻り再びポンプにより循環が行なわれる。

地下淡水タンクへの補給は補給水ポンプの系統よりタンクの水位で制御される。

6.5 蒸化器回り系統

ボイラ蒸気圧力温度の上昇に伴ってボイラ給水ならびに缶水の純度に対する要求はますます過酷となったため重燃装置などからのごく微量の油の漏れも許されず、また重油加熱に使用する蒸気量も著しく多くなりこのドレンをいたずらに棄却することは経済的でないため間接加熱方式を採用した。第25図はその系統を示す。

ボイラのドラム蒸気は蒸化器の加熱源として使用され、ドリップポットを経て主給水ラインに戻る。一方蒸化器で発生した蒸気は重燃装置関係に使用し復水リターンタンクに集合され蒸化器給水ポンプを経て再び蒸化器に戻る。汚損分は蒸化器ブローとして排出される。本系統においてはこのように重油系統に接する蒸気を主系統と分離したため主系統の油分による汚損のおそれはまったくない。

また蒸化器が使用不可能の場合には自動的にドラム蒸気を減圧して供給されるようになっている。

6.6 脱気器加熱蒸気系統

通常脱気器加熱蒸気としてはタービン第3抽気蒸気を使用しているが、約35,000 kW以下の負荷では自動的に第2抽気に切り替えられ、最低負荷を通じて大気圧以上に保たれるようにしてある。

7. 結 言

本発電所の計画に当たっては、昭和電工株式会社と協力して、出力、プラント形式、配置など、長期間にわたり検討し決定したものであり、その建設にあたっては、日立製作所が、全機器の設計製作、コンサルタント、運転員の訓練を担当し、総合メーカーとしての長を十分に発揮して、完成をみたわけである。

自家用火力発電所としては、わが国の記録品ともいふべき300,000 kW、プラントを建設された、昭和電工株式会社、昭和発電株式会社に敬意を表するとともに、計画当初より、ご指導を賜った、岡田常務をはじめ、関係者のかたがたに対し衷心より感謝の意を表する次第である。