

東北電力株式会社 仙台火力発電所

175,000kW 火力発電プラントの概要とプラント機器

The Outline of the 175,000 kW Thermal Power Plant Facilities Delivered to the Sendai Power Station, Tohoku Electric Power Co., Inc.

中崎 豊一郎*
Toyoichirō Nakazaki

内 容 梗 概

東北電力株式会社仙台火力発電所用 175,000 kW 発電設備は、圧力、温度、容量の点でわが国の記録品であり、日立製作所の全技術を傾注して完成せら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いくたの努力がなされ新しい技術が導入されている。本文はこれらの点に関して、本プラント熱サイクル、機器の配置、主要プラント機器、配管系統、制御系統などについて記し本プラントの概略の紹介をするものである。

1. 緒 言

東北電力株式会社仙台火力発電所は東北全域に対する系統火力として計画された高効率最新鋭プラントで、圧力、温度、容量の点で世界の最高水準を行くものである。本プラントは現在2ユニットよりなり、おのおの 175,000 kW の同一設計で1号ユニットのタービン、発電機およびそのほか一部輸入によったが、ボイラ設備、復水給水加熱設備などプラント全般は日立製作所が一括受注し昭和34年11月完成運転開始し目下好調に運転している。2号ユニットはタービン発電機ボイラその他一切の設備を日立製作所が受注しすでに現地据付もほとんど終り、近く運転開始の予定である。タービン発電機設備は国産機としては圧力、温度、容量の点で記録品である。かかる記録的製品の製作に当っては日立製作所は豊富なる研究設備と技術陣を動員してこれに当り、万違算なきを期したのであって、完成の暁には高温高压大容量火力設備の技術に画期的進歩をもたらすことはもちろん、東北地区開発の推進力として電力需給の安定に貢献するものと信じている。

本プラントの設計製作に当っては、

- (1) 効率の向上
 - (2) 信頼性の増大
 - (3) 運転監視取扱いの容易
 - (4) 総合的に合理化された全体配置計画
- などいくたの努力がなされている。

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、制御系統や配管系統の特長などについて記し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

本プラントは前記のように、1, 2号ユニットまったく同一設計でその計画条件は第1表のとおりで、わが国における最高の圧力、温度である。第1図は 175,000 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7段とし、低压給水加熱器3段、脱気器1段、高压給水加熱器3段よりなり、特に再熱点より前から1段抽気を行い熱効率の向上を計っている。最終給水加熱器出口給水温度は 175,000 kW 真空 722 mm Hg の状態で 275.1°C となり第1給水加熱器すなわち最終段給水加熱器の加熱蒸気圧力は 60 kg/cm² におよび中圧級ボイラのドラムに匹敵する圧力となる。再熱プラントにおける再熱点および再熱点より上部からの抽気の場合は非再熱の場合のように

* 日立製作所日立工場

第1表 プラント計画要目

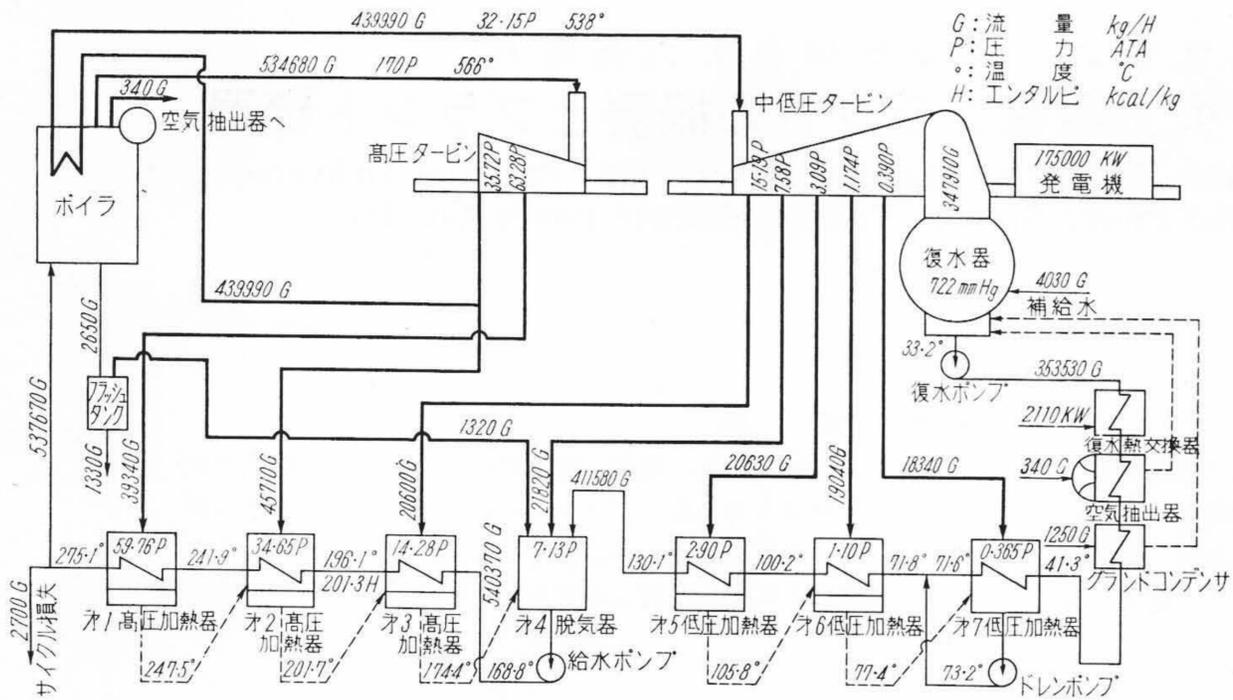
最大定格出力 (おいて発電機端)		175,000kW
蒸気条件	気 圧 (主塞止弁前)	169 kg/cm ² g (2,400 Psig)
	気 温 (主塞止弁前)	566°C (1,050°F)
	再 熱 気 温 (再熱塞止弁前)	538°C (1,000°F)
真 空 (175,000 kW 時)		722 mm Hg (水温 21.1°C)
回 転 数		3,000 rpm
抽 気 段 数		7 段
給 水 温 度 (175,000 kW 時)		275.1°C
ボイラ蒸発量 (最大連続)		590 t/h

簡単には決定できないが⁽¹⁾、本プラントの抽気条件はそれらの点を考慮して最も効率よくかつ経済的にも最も妥当性を有するよう決定されている。すなわち再熱点より上に抽気点を設けた第1加熱器のエンタルピ上昇は一般に 28 kcal/kg ないし 56 kcal/kg の範囲にとるのがよいといわれているが、175,000 kW の状態でこの値は約 38 kcal/kg としており、また再熱点より抽気をとる第2加熱器のエンタルピ上昇値はそれより下段の各加熱器のエンタルピ上昇値の1.8倍にとるのが理想とされているが、この値もこの条件を満足している。またサイクル外部からの熱を回収して熱効率の上昇も計っており後記するとおり復水ポンプの次に復水熱交換器を設けて、水素冷却器、油冷却器の熱量を復水で回収しており、ボイラの連続ブローもフラッシュタンクに導いたのちフラッシュ蒸気として、熱量ならびに蒸気を脱気器で回収するよう計画し熱効率の向上を計っている。

脱気器は圧力を高くして高压加熱器側での温度上昇を減じており、給水ポンプは吐出圧力の増大に伴うポンプ設計上の問題から増速ギヤを用いて増速した高速回転の給水ポンプを採用している。高速化に伴いポンプの必要とする NPSH (Net Positive Suction Head) が増大するため低速のブースタポンプを設置している。高压加熱器にはいずれもディスーパー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使用している。過熱度の少ない低压加熱器にはディスーパーヒータ部は設けていないが第5、第6加熱器にはドレンクーラ部を設けて効率の上昇を計っている。これらの結果タービンプラント効率は 175,000 kW, 722 mm Hg において 44.8% (gross) を示し送電端効率 36.6% ときわめて高い値をうることが期待されている。

3. 機器配置概要

本プラント配置計画上の最大の特長は半屋外式を採用した点でこ



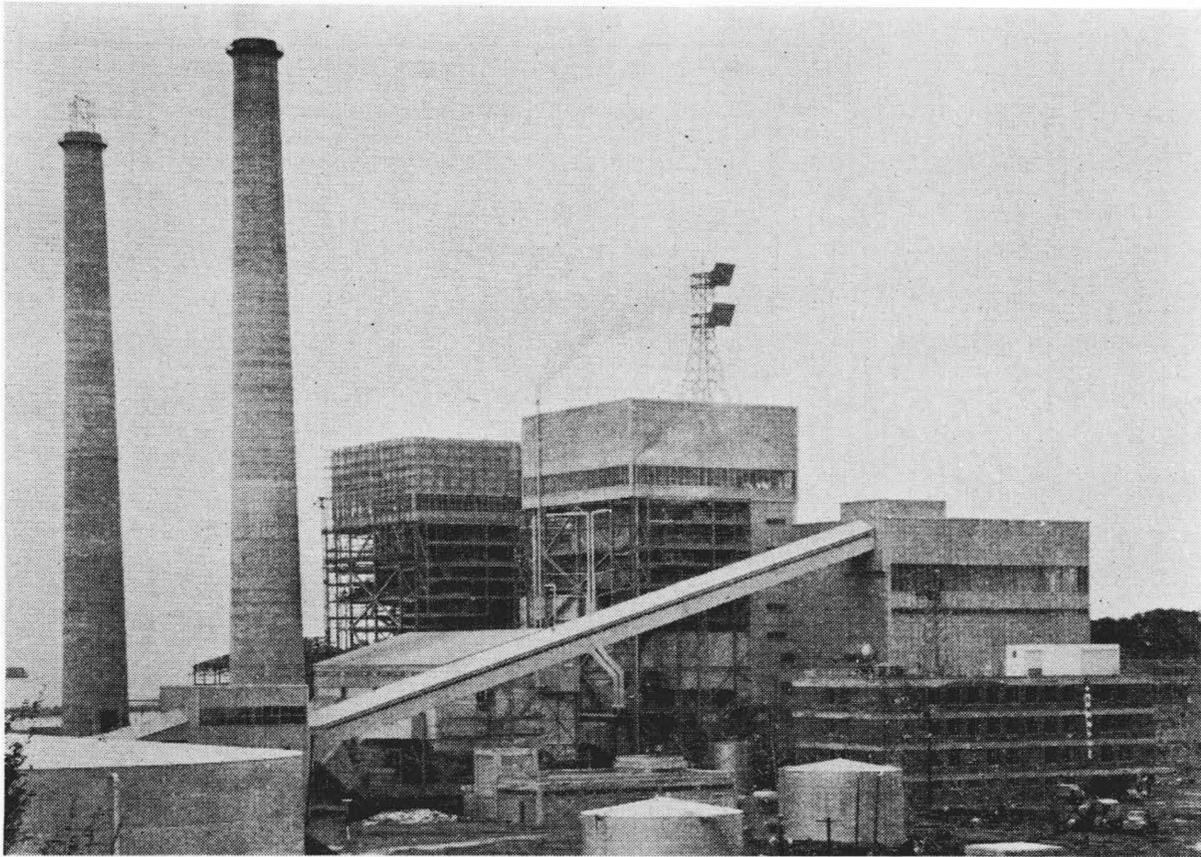
第1図 175,000 kW 722 mmHg 熱平衡線図

れによって建設費の節減を計ることができた。半屋外式としたため従来の屋内配置と異なり計画上種々の考慮が払われている。

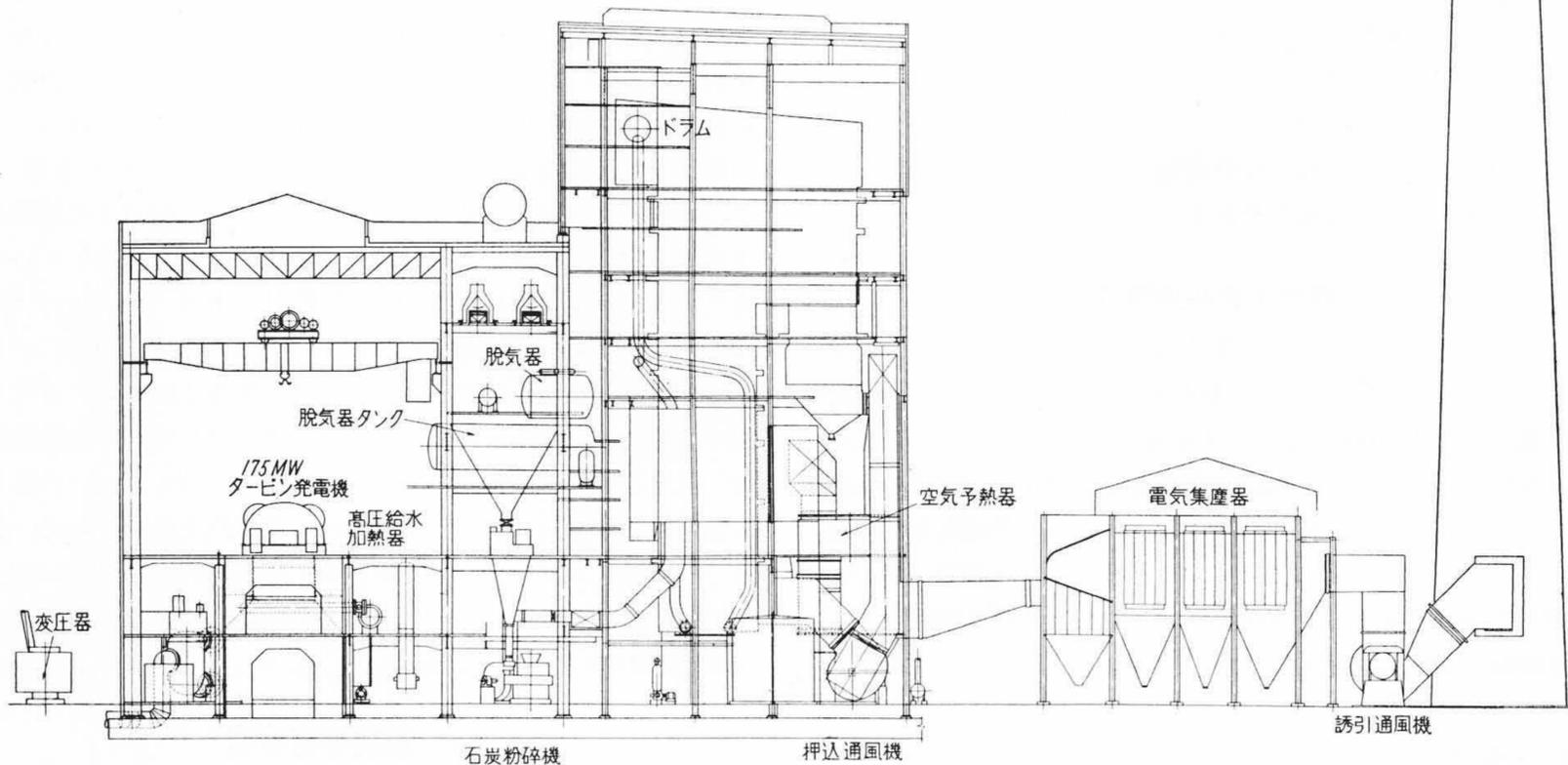
第2図は発電所本館ならびにボイラの外観を示し第3図は立面図第4図は1, 2号ユニットの平面図を示す。

タービン、発電機、各種プラント機器、微粉炭装置、ボイラ前、1階ボイラ室回りは屋内とし、ボイラ後部のみを屋外としてボイラ天井にはおおいを設けた。ボイラ後部の屋外構造は第2図に示されるとおりである。比較的北部に位する本発電所に屋外式ボイラを採用するに当っては慎重に検討し万全を期していることはもちろん、全体の美観の点にも十分考慮が払われている。

第5図は2号ユニットの各階の機器配置を示す。機器配置は半屋外式となるため従来の屋内式の場合といささか趣を異にしている。すなわち3階より上はボイラ室側は全部屋外となり、1, 2階もボイラ室両側が1部屋内となるのみであるので、給水ポンプ、メタルクラッドスイッチギヤ、中央制御室など屋内側にくる機器を納めるためタービン室側の長手方向の長さは必然的に長くなりこのため第4図に示されるように1, 2号ボイラ間の間隔が比較的大となった。



(右が1号煙 左建設中が2号煙) 昭和34年10月撮影
第2図 発電所外観図



第3図 仙台火力発電所全体配置立面図

各階に配置される主要機器は第5図に示すとおりである。

タービン室建屋柱スパンは増設ユニットの容量を考慮して23mとし、三階床面高さは10.7m、二階はコンクリート床とし、エゼクタ、油タンク、復水熱交換器低圧メタルクラッドなどを設置した。発電機のステータの据付けはポールアップ法⁽²⁾を採用したため天井クレーンの容量は分解組立の場合の最大重量片を考慮して決定し60tとした。このため建屋、クレーンなどの経費の節減もできた。

各階機器配置に当っては、運転、制御、配管、配線などを考慮して計画されており、総合的に非常に合理化された配置として半屋外式大容量プラント配置の代表例となるものと考えている。

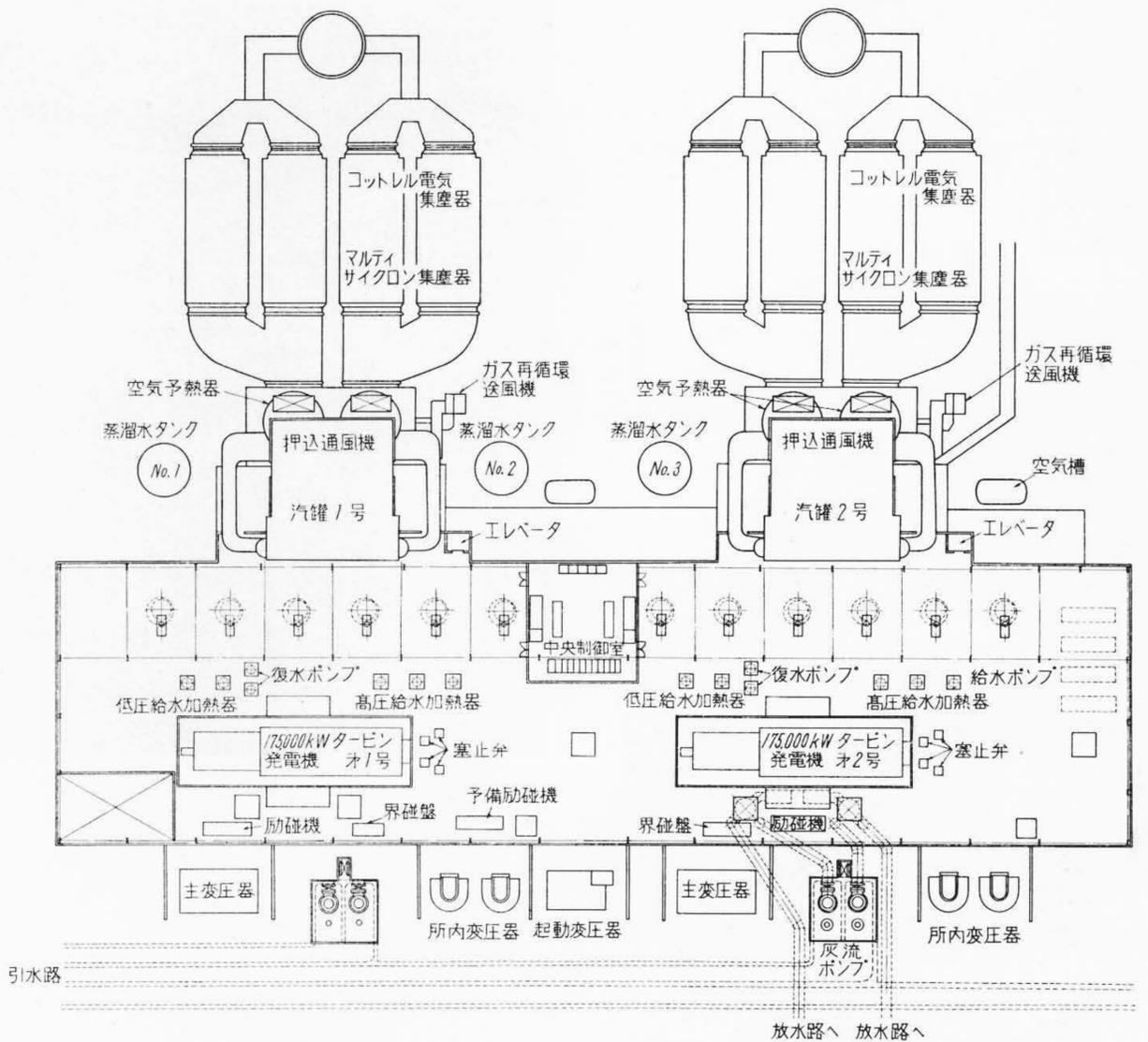
4. プラント各機器の特長

高温高圧大容量化に伴いプラントサイクル中の主要機器すなわち復水器、空気抽出器、低圧加熱器、脱気器、高圧加熱器、そのほかの各熱交換器、制御機器なども、効率、信頼性、取扱い、材料、構造などの点から考え種々新しい技術がとり入れられている。第2表は主要機器の概略仕様を示している。

4.1 復水器

大容量タービン用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活用して高性能、小形に設計せねばならない。この目的に対して本プラントに納入した角形復水器は最も適した設計というも過言ではないと考える。第6図は仙台火力発電所納1,2号タービン用10,220 m²の復水器でその特長は次のとおりである。

- (1) 冷却管束は左右上下4管束に分れ、上下の管束は流入蒸気量に応じて適当な管の配列がなされている。このため蒸気の流入面積を広くとることができかつ圧力損失を減じ、復水の過冷却なく再熱脱気が完全に行われる。
- (2) 各管束は放射部、密集部、空気冷却部からなり、これら管の配列は各管束ともできるだけ等しい凝固能力を有するよう実験を基礎とした方法で決定されている。また空気冷却部の構造も完全なものとし空気の冷却および抽出を完全ならしめた。
- (3) 冷却水は最初に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持たせう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や空気の分離による冷却管の腐食の問題などに対して種々の利点を有する⁽³⁾⁽⁴⁾。
- (4) 構造上ホットウエルを大とすることができ、かつその水面を広くとることが容易であるのでホットウエルの水位制御を安定させることができる。
- (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、現地搬入などに便なるように、分割形設計とし現地



第4図 仙台火力発電所1号、2号ユニット全体配置平面図

第2表 主要機器概略仕様

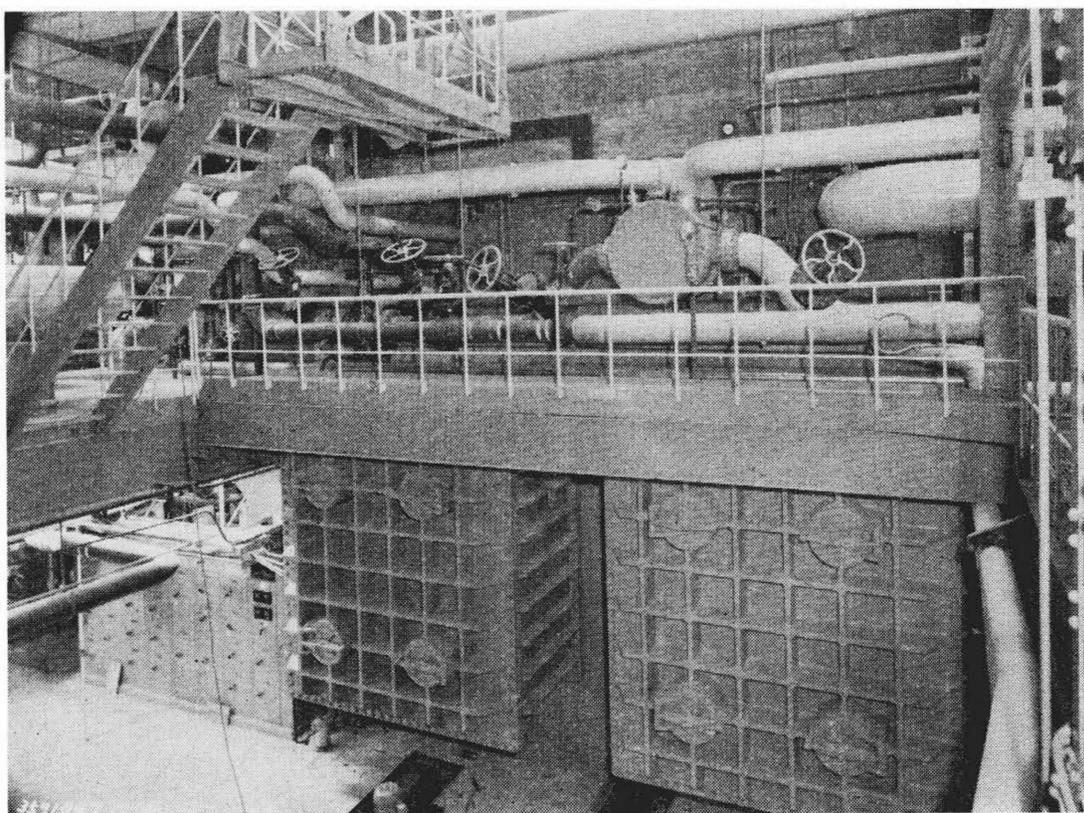
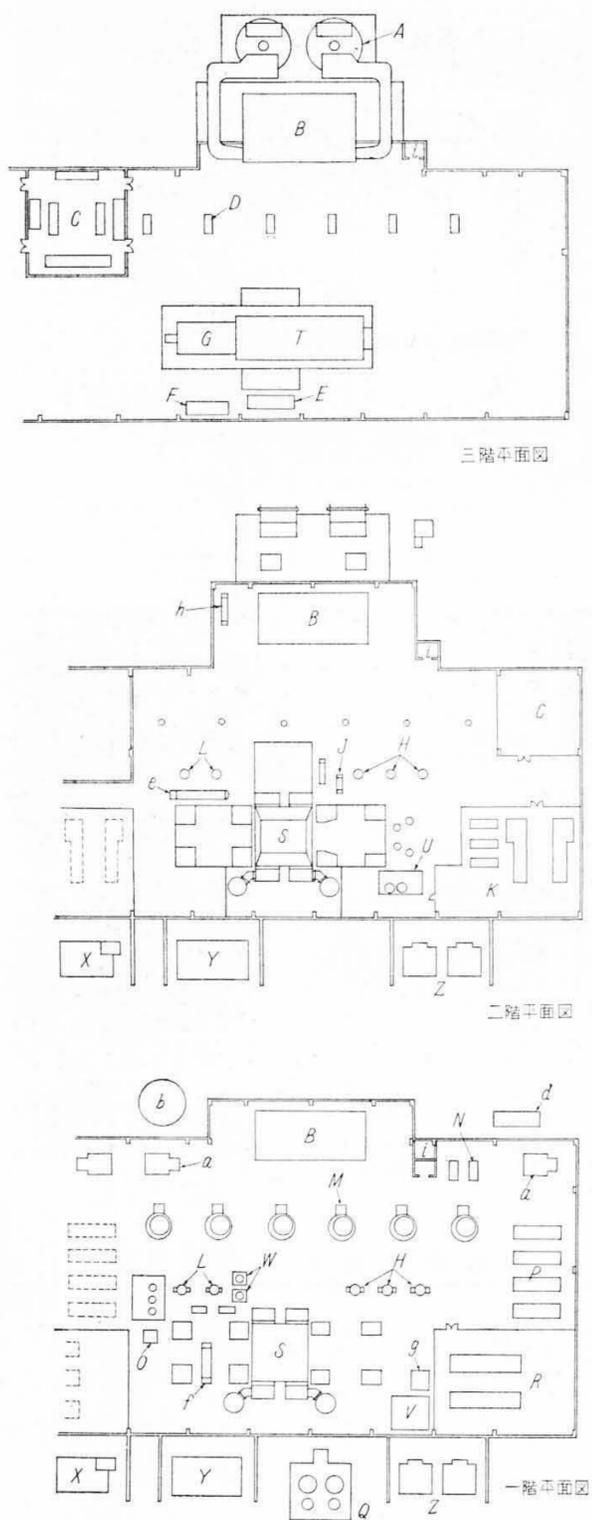
品名		仕様
復水器	冷却面積	10,220 m ²
	冷却水量	21,350 m ³ /h
	真空	722 mm Hg
	水温	21.1°C
高圧給水加熱器	形式	全搭接立形 Uチューブ式
	加熱管材質	モネルメタル
	加熱面積	第1 490 m ² 第2 740 m ² 第3 650 m ²
脱気器	処理水量	590 t/h
	タンク保有水量	95 t
	出口酸素含有量	0.005 cc/l 以下
低圧給水加熱器	加熱面積	第5 330 m ² 第6 393 m ² 第7 400 m ²
	復水熱交換器	970 m ²
	海水熱交換器	300 m ²

で溶接、組立てるようにした。

4.2 空気抽出器その他

主空気抽出器は2段2連式とし少量の駆動蒸気で高性能が得られる。第7図に1号機用空気抽出器写真を示す。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そなえ、起動時低圧の蒸気にて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システムのプライミングを行うよう計画されている。

復水器の汚損による性能低下を防止するためレバーリングバルブも設けられているが、これは電動バタフライ式としたためしゅう動



第 6 図 復水器ならびに第 7 給水加熱器

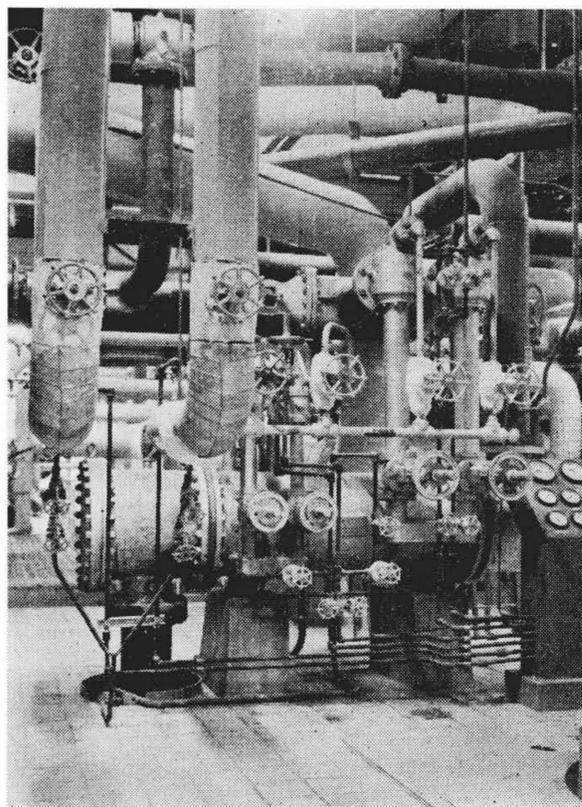
- | | | |
|------------|----------------|---------------|
| A: 空気予熱器 | N: A.C.Cコンプレッサ | Z: 所内変圧器 |
| B: ボイラ | O: 密封油装置 | a: スートブロウ用圧縮機 |
| C: 中央制御室 | P: 汽輪給水ポンプ | b: 蒸溜水タンク |
| D: 石炭計量器 | Q: 循環水ポンプ | c: 倉庫 |
| E: 励磁機 | R: 高圧メタクラ室 | d: 空気溜 |
| F: 界磁盤 | S: 復水器 | e: 復水熱交換器 |
| G: 発電機 | T: タービン | f: 海水熱交換器 |
| H: 高圧給水加熱器 | U: 油タンク | g: オイルコンディショナ |
| J: 空気抽出器 | V: バッチタンク | h: 重油加熱器 |
| K: 低圧メタクラ室 | W: 復水ポンプ | i: エレベータ |
| L: 低圧給水加熱器 | X: 起動用変圧器 | |
| M: 石炭粉碎機 | Y: 主変圧器 | |

第 5 図 仙台火力発電所 2 号ユニット各階機器配置図

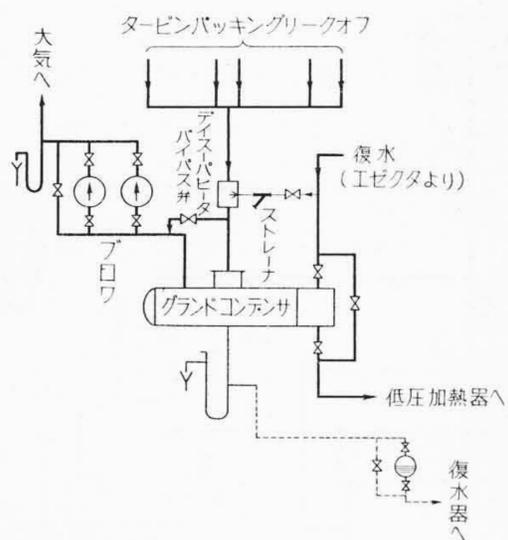
面も少なくなり、復水器運転中といえども円滑なる運転ができることが確認された。

冷却水管系統には 1, 2 号とも従来の鑄鉄管の代りに AWWA (American Water Works Association) 規格⁽⁵⁾のコールタールエナメル塗装の熔接鋼管を使用した。

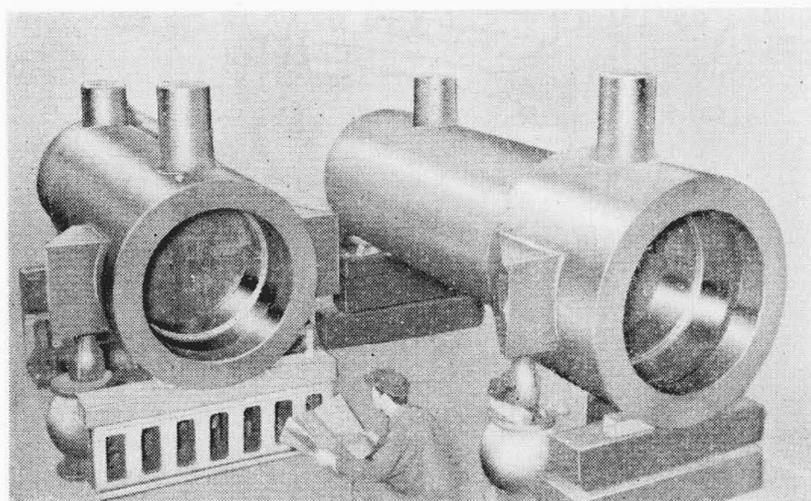
タービンのグラウンドに蒸気シールを採用しているため、タービングラウンドからのリークを凝固するグラウンドコンデンサを設けている。第 8 図はグラウンドコンデンサ回り概略系統を示す。タービングラウンド部がわずかに真空となるようグラウンドコンデンサ内圧を真空に保ち、誘引される蒸気と空気の混合体を凝固するとともに不凝性ガスをブロウで排出している。冷却水には復水を用いドレンは復水器へもどしている。グラウンドコンデンサ冷却管の故障時は復水の噴射によりディスーパーヒータを作動せしめるとともに非常用バイパス弁を開きブロウを 2 台運転しうらうようになっている。



第 7 図 空気抽出器



第8図 グランドコンデンサ回り概略系統図



第9図 高圧給水加熱器 (製作中)

4.3 高圧給水加熱器

高温高圧プラント機器で最も重要なものは高圧給水加熱器であるが、本プラントはわが国初の 169 kg/cm^2 ($2,400 \text{ pcig}$) のプラントとして構造、信頼性から最もすぐれた全溶接形高圧給水加熱器を採用しその完全を期した。全溶接形高圧給水加熱器は

- (1) 管板と加熱管の溶接取付け
- (2) 水室側の水密を保つためにダイヤフラムと水室との溶接取付け
- (3) 胴体フランジをやめて溶接取付け
- (4) 給水蒸気管の取付けをすべて溶接取付け

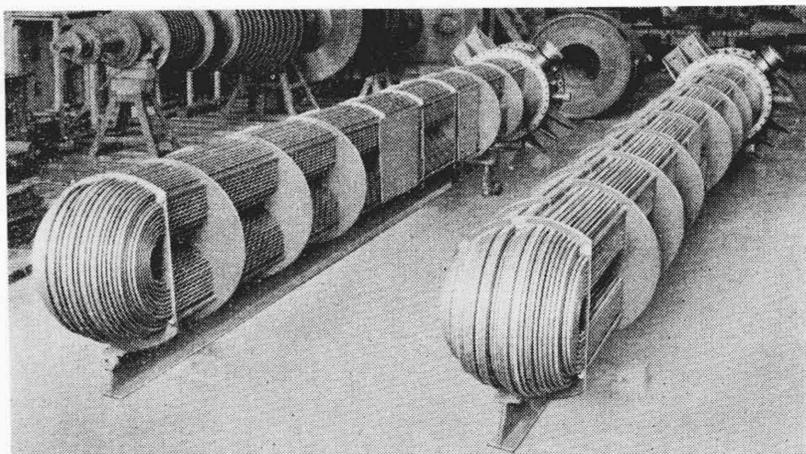
とし高温高圧部はすべて溶接構造とした。第9図は製作中の水室部の写真を示す。

加熱管と水室管板との溶接方法は Foster Wheeler 社で開発せられた Strength Weld 法を日立製作所でさらに研究完成した溶接法によって行っており、いかなるひどい使用条件にも耐えるものである。加熱管には高温強度強くかつ腐食に対しても安定なニッケル70%銅30%よりなるモネルメタルを使用、溶接に当っては管板にモネルメタルのクラッドを行い管をそう入軽くロールしたのち行う。

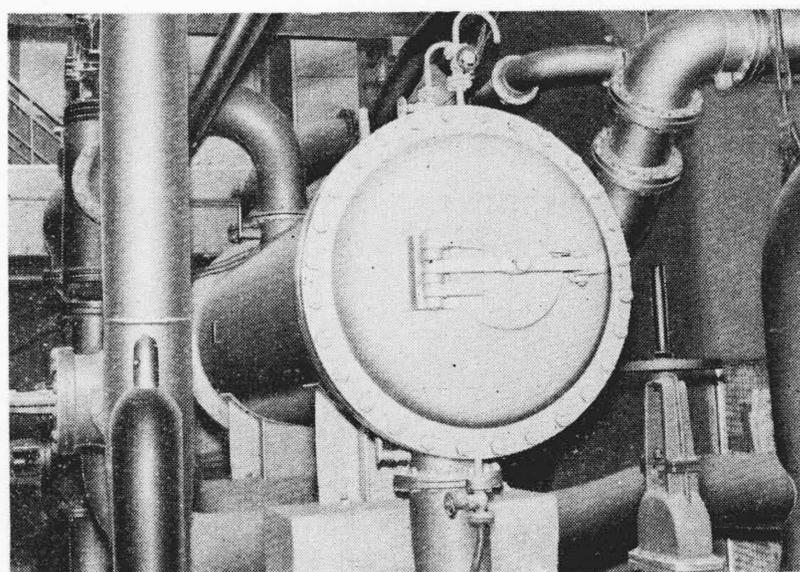
水室のダイヤフラムも従来の極軟鋼パッキンによるシールをやめて溶接構造とし、水圧はふたおよびシャピースでとどめるようにしている。また胴体もフランジ接手をやめて溶接としたため不均一な熱変形による漏れなどは皆無となり高い信頼性が得られた。

本加熱器は立形の Head down 式でタービン室内にならべて配置せられており、万一内部の点検、掃除などの場合は胴体を切断しクレーンで分解するがこの場合内部の加熱管を損傷しないようにステンレス鋼製のバーニングリングが設けてある。

高圧水に耐える水室は管板とともに一体鍛造された鍛鋼より削出され、厳重なる検査条件のもとに製造されている。



第10図 低圧給水加熱器管束



第11図 海水熱交換器

4.4 低圧給水加熱器

第10図は低圧給水加熱器管束を示す。第5、第6加熱器はドレンクーラ付、第7加熱器はドレンクーラなしとし、タービンと復水器の間の連結胴内にそう入されており、第7加熱器ならびに連結胴内に設置されている各抽気管はうすいステンレス鋼板で保温を行っている。第7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滞り水位が異常に上昇した場合、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とにより第7加熱器ドレンを直接復水器へ導入しうるような装置を設けている。

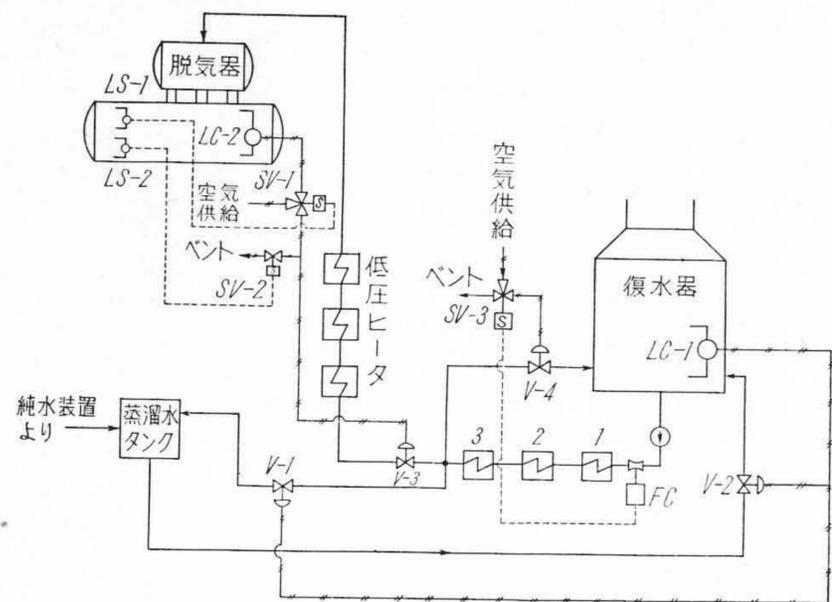
4.5 脱気器

高圧化に伴って給水中の溶存酸素の問題の重要性は倍加した。このため高性能の脱気器の設置が高圧プラントにおける必須の条件となってきた。復水器による脱気は一般運転状態で 0.03 cc/l ないし 0.001 cc/l 程度であるがさらに 0.005 cc/l 以下まで脱気を行いかつ、起動時、停止時などにおける酸素含有量の少ない給水の供給を行うため脱気器を用いている。

本プラントに採用した脱気器は日立製作所における実験実績を基とした圧力形トレイ式脱気器で、ベントコンデンサは脱気室内に内蔵された直触形である。蒸気と給水の流れは向い流として脱気性能の向上を計っている。気罐給水ポンプは低速のプースタポンプ付としているので所要 NPSH は比較的少ないため脱気器据付位置も低くすることができた。本脱気器には後記するように自動オーバーフロー装置は設けていない。

4.6 復水熱交換器および海水熱交換器

本プラントには水素冷却器、油冷却器の損失熱量回収のため復水熱交換器をそなえ、さらに海水熱交換器を備えておりその系統および運転法はあとに記するとおりである。これら熱交換器数は管内、



- 1: 復水熱交換器
- 2: 空気抽出器
- 3: グランドコンデンサ
- V-3: 脱気器水位調整弁
air close spring open
- V-4: リサーキュレーション弁
air open spring close

第 12 図 復水器脱気器回り水位制御およびリサーキュレーション制御系統図

管外ともに復水、淡水、海水など流動することになりしたがって胴体側の流動に対する設計製作には注意をせねばならない。本プラント納入のこれら機器には特に胴体側の設計製作に留意して、バッフルスペースクリアランスなどに対して注意を払い、高効率の熱交換が可能ないようにした。第 11 図はタービン架台内に設置せられた海水熱交換器を示す。

5. 配管系統ならびに制御系統計画上の特長

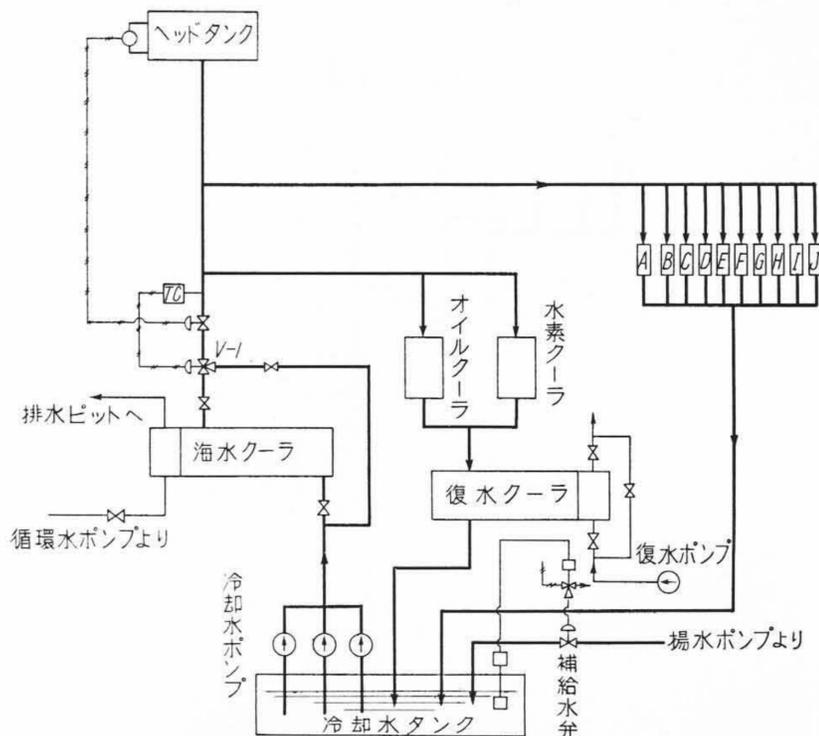
5.1 復水器ならびに脱気器回り

第 12 図は復水器、脱気器回り水位制御ならびにリサーキュレーション制御系統を示す。

さきに記したように復水器のホットウェルの水面および容量は復水器の構造上容易に大きくとることができ安定した水位制御が可能であるが、本プラントの復水器ホットウェルの水位は従来行われたように復水ポンプ出口に絞り弁を設けて絞り制御により一定水位を保つ方法によらず第 14 図に示すように水位検出装置 LC-1 と制御弁 V-1, V-2, により行われ、脱気器水位は水位検出装置 LC-2 と制御弁 V-3 により絞り制御が行われる。

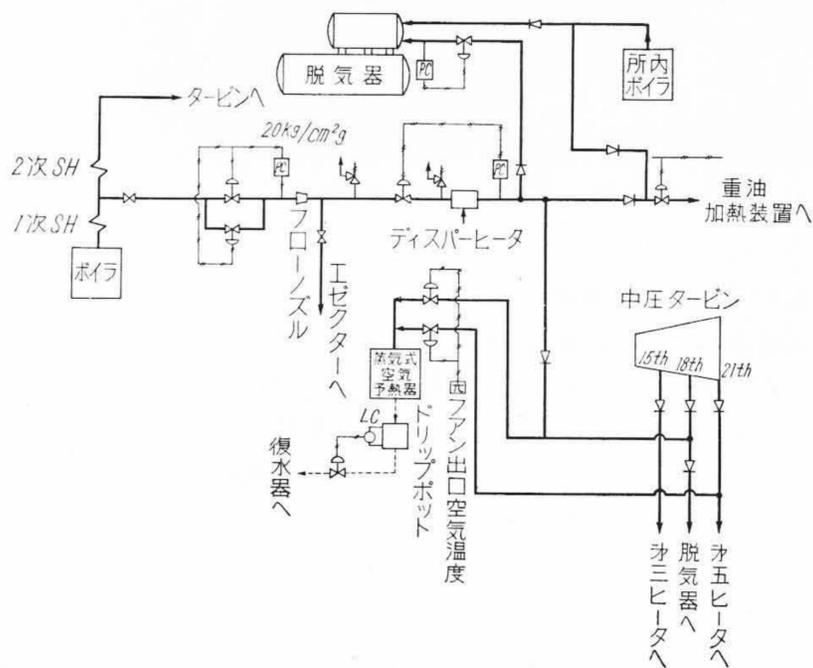
今ホットウェル水位が下りある値に達すると LC-1 の指令によって V-2 が開き蒸溜水タンクから蒸溜水を補給して水位がそれ以上低下するのを防ぐ。逆に水位が上昇した場合は LC-1 と V-1 により余分の水は蒸溜水タンクへもどす。この V-1, V-2 の作動する水位の間では V-1, V-2 はいずれも全閉の状態となり、メーカーとリークがバランスした状態にあることになり、バランスがくずれた場合水位の上昇または下降を生じ V-1 または V-2 の作動を生ずることになる。したがって運転に当っては水位の変動をみてメーカー量の加減を行うことになる。ホットウェル水位はこのように多少の変動を許容しているが復水ポンプの NPSH はこの点を考慮した上決定している。

一方脱気器水位は従来のように上、下 2 点の制御によらず絞り弁 V-3 による一定水位制御としている。今なんらかの理由で水位が異状に上昇したとすると高水位のレベルスイッチ LS-1 が作動してソレノイド弁 SV-1 が作動し Air Close, Spring Open となっている V-3 は LC-2 の制御空気圧のいかんによらず SV-1 で切換



- A: 気離給水ポンプ
- B: 一次通風機
- C: 各種コンプレッサ
- D: 各種立形モータ
- E: 空気予熱器軸受
- F: サンプルクーラ
- G: テレビ冷却水
- H: ブス冷却用水
- I: 密封油装置
- J: 空気調節装置

第 13 図 軸受冷却水系統



第 14 図 補助蒸気系統図

第 3 表 ボイラ連続ブローの回収による利得(プラント出力別)

出力	MW	175	125	75	35
タービン入口蒸気圧力 (kg/cm ² g)		169	126	102	60
タービン入口蒸気温度 (°C)		566	538	538	485
ボイラドラム圧力 (kg/cm ² g)		182	137	110	66
フラッシュタンク圧力 (kg/cm ² g)		6.0	3.8	3.7	3.5
フラッシュ蒸気量 (%)		50	43.5	39	30
出力利得※ (kW)		520	264	145	53

※ 出力利得は 1%ブロー時上記フラッシュタンク圧力でフラッシュした蒸気を脱気器の抽気蒸気として用いた場合のため減少する脱気器抽気蒸気がタービン内で有効仕事をする際発生する出力とした。

えられる別の系統の空気圧により強制的に全閉せられ、給水の流入は遮断されそれ以上の水位の上昇は生じ得ない。かかる保護装置を有するため本脱気器では従来設けられている自動オーバーフロー装置は必要ないことになる。また LS-2 の指令にもかかわらず水位が低下し低水位レベルスイッチ LC-2 の作動位置に達すると、SV-2 により LC-2 の制御空気は大気中に排出され V-3 の制御空気圧は 0 となり、V-3 は Spring Open し脱気器水位の低下を防止するよう

考慮されている。

起動時または低負時の空気抽出器の冷却のための復水のリサーキュレーションの制御方法には色々な方法があるが本プラントでは第14図に示すとおり復水ポンプ出口の流量検出装置FCによりあらかじめ設定された所要の最小流量になった場合、ソレノイド弁SV-3を作動 Air Open, Spring Close のリサーキュレーション弁V-4を開き、復水をリサーキュレートするようにした。グラウンドコンデンサを有する場合空気抽出器とグラウンドコンデンサのいずれを先にするかは熱回収の点からは同じであるが空気抽出器を先にしたほうが最小流量を少なくすることができるため図に示すように、復水ポンプ—復水熱交換器—空気抽出器—グラウンドコンデンサの順とした。

5.2 軸受冷却水系統

軸受冷却水系統および水素冷却器、油冷却器の熱回収系統には色々な方法がありそれぞれ特長を有するが、本プラントで用いた系統は第13図に示すとおりで比較的设备が小形簡単でかつ熱回収上も有効な方法である。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上げ、海水熱交換器を経てヘッドタンクにより一定の水頭を保った状態で大部分は油冷却器および水素冷却器を冷却したのち復水熱交換器で熱量を復水に与えタンクにもどる。一方残りの1部は軸受冷却水または冷却水を必要とする各機器装置の冷却を行ったのち冷却水タンクへもどり、前者と混合しふたたび循環が行われることになる。

軸受冷却水を必要とする機器は、給水ポンプ、一次通風機、各種コンプレッサ、循環水ポンプ用モータ、復水ポンプ用モータなどの立形モータ類、ユングストローム空気予熱器軸受などで一般冷却を行うものにテレビ冷却装置、サンプルクーラ、離相母線冷却装置、密封油装置などがある。

油冷却器、水素冷却器の熱回収方法としては復水熱交換器と海水熱交換器をシリーズに設置し、復水熱交換器による冷却で可能な限り熱回収を行い、復水温度が高く復水熱交換器のみで冷却が不可能な場合はさらに海水熱交換器により所要温度まで冷却する方法をとっている。すなわち、油冷却器、水素冷却器入口冷却水温度は、温度検出装置TCおよび三方制御弁V-1によって海水熱交換器による冷却量を制御し、復水熱交換器出口冷却水温のいかんにかかわらず所定の温度 35°C になるようにしている。冷却水タンクへのメッキは揚水ポンプ系統よりタンクの水位により制御される。

5.3 その他

そのほか本プラント配管系統における特異点のおもなるものをあげれば、

- (1) 補助蒸気系統
 - (2) ボイラ連続ブローとフラッシュタンク系統
 - (3) 給水ポンプのパッキングシーリング系統
 - (4) 主蒸気管ドレンのフリーブロー系統
- などがある。

補助蒸気系統はこれを第14図のような系統とし空気抽出器、重油加熱装置、蒸気式空気予熱器、脱気器シーリングなどの蒸気を供給しており所内ボイラ蒸気も連絡されている。

高圧化により連続ブロー水の有するエンタルピが上昇するためブローの回収は低圧の場合に比してその率は大となる。たとえば第3表⁽⁶⁾のようになり回収による利得は著しい。ただこの場合注意を要するのはフラッシュ蒸気の純度でこのためフラッシュタンクには特殊のセパレータを設けてキャリーオーバを防ぎフラッシュ蒸気の純度を確保している。

給水ポンプは高速回転でグラウンドパッキンを用いていないため復水のシールを行っている。

各主蒸気管ドレンはこれをフリーブロータンクに導き、まとめて屋外に放出する方法を用いている。

このほか種々細部にわたって新しい方法が採用されているが略す。

6. 結 言

以上本プラントの概略の紹介を記した。火力発電設備は今後ますます高温高圧大容量化してゆくものと考えられるが、本プラントは Sub Critical Unit として最高の圧力であり、温度もフェライト系材料の最高のもので、その完成と運転経験は今後の火力発電設備の発達に貢献するところ大なるものがあると信じている。最後に本発電設備の計画より完成に当り終始ご懇切なるご指導いただいた東北電力株式会社関係各位に深甚なる謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) Bartlett, Steam Turbine Performance and Economics 115 (1958 McGraw Hill Book Co.)
- (2) 未 電気公論 35 1247 (昭34-10)
- (3) 浦田, 坂井, 日立評論 41 504 (昭34-4)
- (4) R. T. Rihards, Combustion 29 45 (1958-1)
- (5) A. W. W. A C 203-51 American Water Works Association Standard Specifications for Coal Tar Enamel Protective Coatings for Steel Water Pipe of Size 30 inches and Over
- (6) 中崎 燃料および燃焼 26 625 (昭34-7)

日 立 評 論		Vol. 42 No. 3
目 次		
シヨベル小特集		◎ 8,000 Mc 帯 多 重 電 話 中 継 装 置
◎ 性能上からみたパワーシヨベルの最近の傾向		◎ 応力測定結果にもとづく熔接台車の設計
◎ シヨベル用爪の材質について		◎ 横浜市交通局納トロボス電気品
◎ パワーシヨベルの動的性能測定結果について		◎ 電極端部表面コロナの防止について
◎ シヨベル用原動機		◎ 各種エナメル線の耐熱衝撃性
普通論文		◎ ダクタイル鋳鉄の方二段黒鉛化について
◎ 過度安定度からみた同期調相機と電力用蓄電器の比較		◎ 合金工具鋼の靱性に及ぼす熱処理の影響 (第1報)
◎ 富士鉄釜石新鋭高炉ガス清浄装置について		
◎ 防 爆 形 ホ イ ス ト	技術者ノート	
◎ E F 形 有 極 リ レ ー	◎ 工業用電動機発電機のすえ付および試運転 (その1)	
発行所	日 立 評 論 社	
取次店	株 式 会 社 オ ー ム 社 書 店	