

大容量火力発電所用給水ポンプ駆動用 蒸気タービン

The Steam Turbine Drive for Boiler Feed Pumps

加 藤 正 敏* 多 治 見 尚 海*
Masatoshi Katô Naomi Tajimi

内 容 梗 概

火力発電所の大容量化に伴い汽缶給水ポンプの容量も飛躍的に増大し、その駆動機として従来一般に用いられていた電動機に代わり蒸気タービンを用いることが多くなった。

最近、250 MW 発電所用として、この給水ポンプ駆動用蒸気タービンを製作し、このほど完成したので、その計画概要ならびに設計製作上の特長などについて述べる。

1. 緒 言

給水ポンプ駆動用の原動機として、これまで長い間2極(直結)あるいは4極(ギヤ連結)の電動機が一般に用いられてきた。発電所の使用蒸気条件ならびに単機容量が、ある値に達するまでは、確かに電動機駆動とすることが経済的であったが、今日のように単機容量が著しく大形化してくると給水ポンプの所要動力も5,000 kW 以上にもなり、さらに大容量の超臨界圧力プラントでは20,000 kW 前後となるものもあり、補機用電気設備も含めて、その設計はきわめて困難となっている。一方、給水ポンプそのものの設計も高圧化すれば、それだけ高速回転化することにより経済性が高められるので、蒸気タービン駆動とすることにより増速歯車なしに、これが可能となる。また、蒸気タービン駆動とすることにより、さらに次のような利益をもたらすことも特筆されるべきである。すなわち、流体継手などを用いることなしに容易に回転数制御を行ない得る点、あるいは同一発電容量に対して送電端出力を増加させることができ、正味熱消費量を減ずることができる点などである。第1図は同一発電端出力に対して給水ポンプをタービン駆動とすることによる送電端出力の増加量を示すものである。

最近、日立製作所日立工場において東北電力株式会社新潟火力発電所納3号機用ならびに関西電力株式会社堺港発電所納1号機用の給水ポンプ駆動用タービンが完成しきわめて好成績で工場立会試験が行なわれた。

以下、タービン駆動採用の経緯、これらの計画上ならびに製作上の問題点などについて述べる。

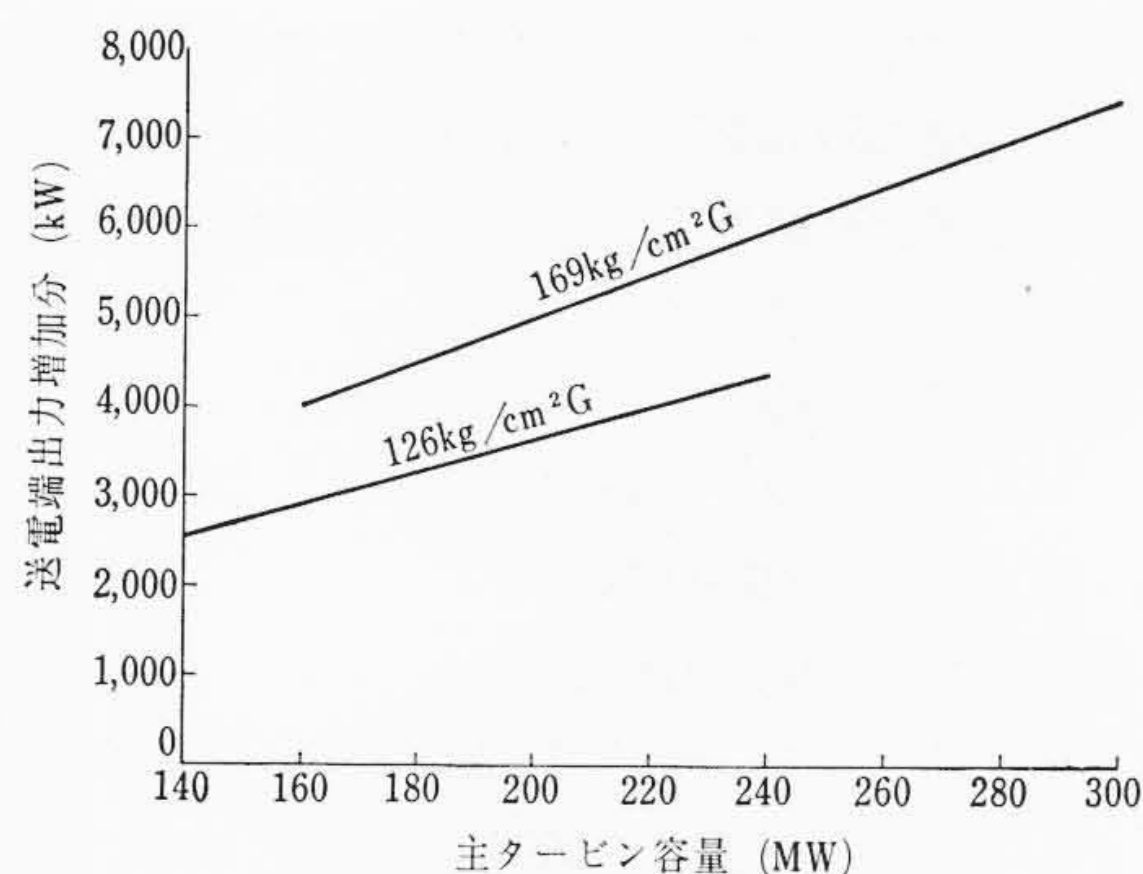
2. 形式選定上の問題

給水ポンプ駆動用タービンは大別して復水形と背圧形に分類できる。このいずれの場合にあっても、熱サイクル上の配置については無数に変化させることが可能である。また、可変速運転とすることによって一定速度運転の場合に比べて動力の節約が可能であり、同時に給水加熱器、配管などの設計圧力を減ずることができるという利点がある。

タービンを復水形とするか、あるいは背圧形とするかは、主タービンの形式ならびに全体の熱サイクルによって決められるものであるが一般に次のようなことがいえる。

(a) 復水タービン

復水形とする場合、その駆動用蒸気は主タービンの再熱後の抽気が用いられる。この場合、それだけ主タービンの排気流量を減ずることができるので、その分だけタービンの同一排気面積に対



第1図 送電端出力増加量(主蒸気圧力に対し)

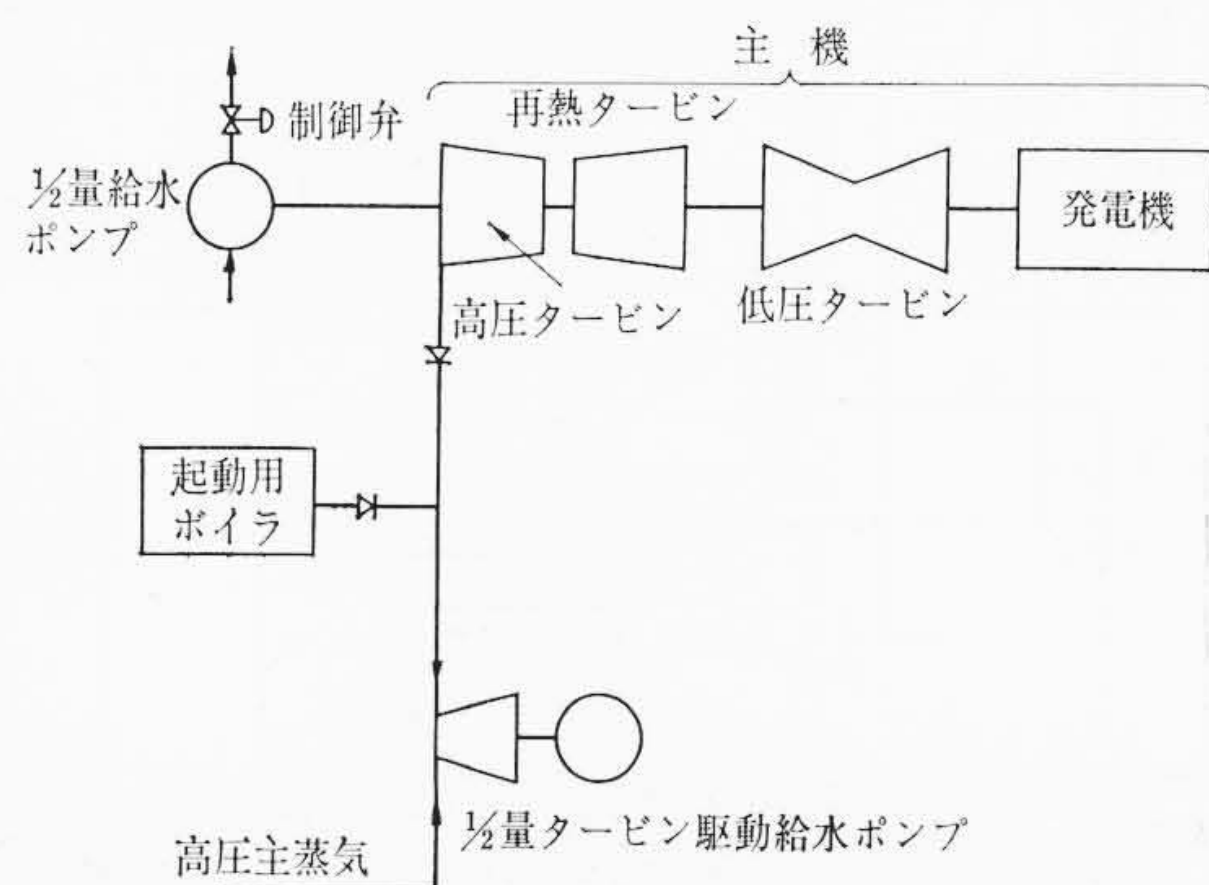
しては排気損失を減ずることが可能となる。これがサイクル上の利得となるわけであるが、主タービンの排気損失が比較的大きいときは、この利得は無視できない。

(b) 背圧タービン

背圧形の場合は、駆動用蒸気は主タービンの低温再熱蒸気を用いられる。また、サイクルの給水加熱用蒸気として、この給水ポンプ駆動用タービンの排気および適当な圧力の段よりの抽気が用いられる。この場合、主タービンの抽気を用いるよりも同一圧力で温度の低い給水加熱用蒸気が得られるので、その分の熱力学的利得を生ずる。

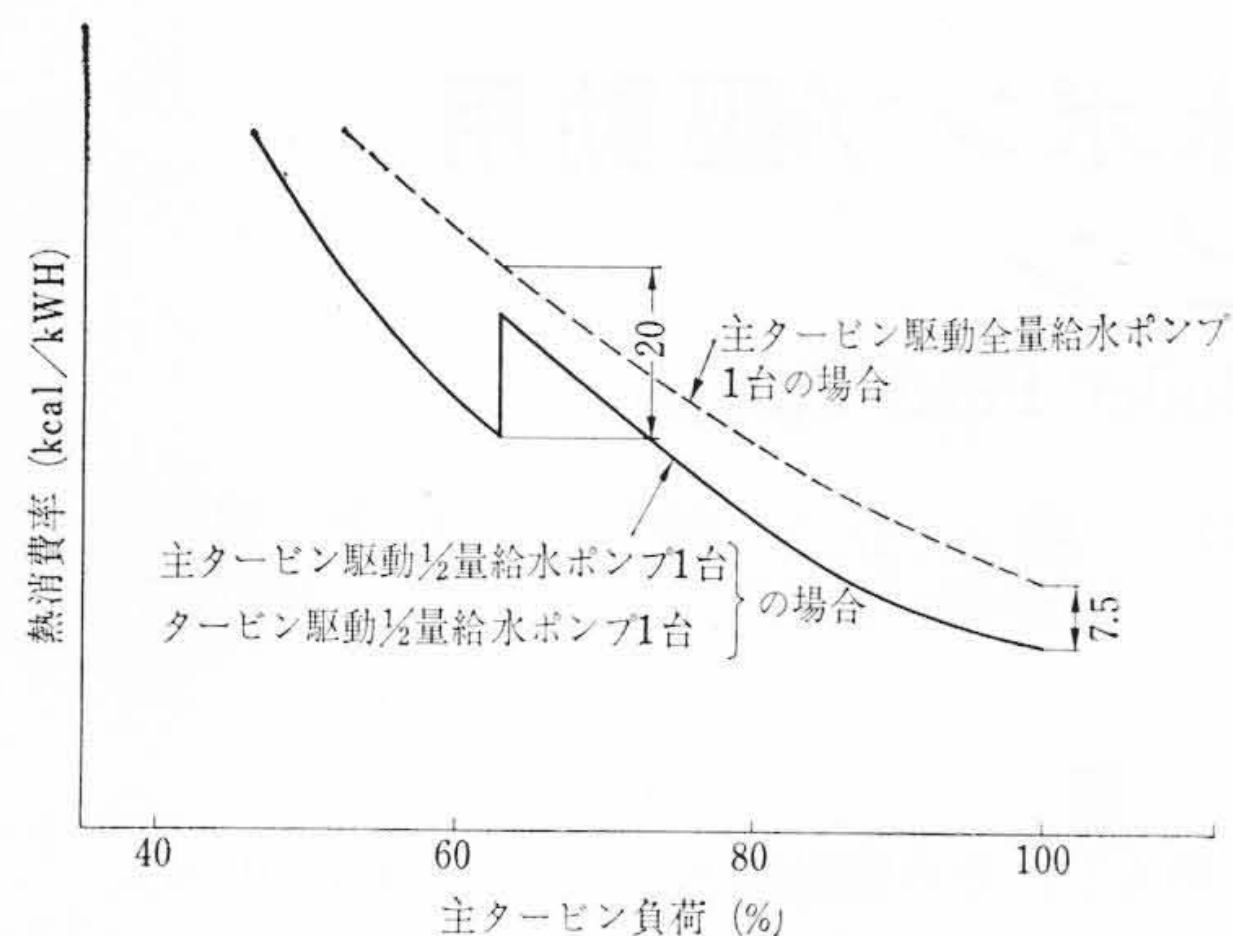
現在、国内で運転せられているものはすべて(b)の背圧形が用いられているが、将来主タービンの単機容量が飛躍的に増大した場合(a)の復水形も用いられることになると予測される。

また、復水形のタービン駆動給水ポンプと主タービン直結の給水ポンプとを組み合わせたいわゆる“組合せ形”が今後の大容量超臨界圧力プラント用として脚光を浴びるものと考えられる。第2図は組合せ形給水ポンプの系統図を、また、第3図はタービン



第2図 組合せ形給水ポンプ系統図

* 日立製作所日立工場



第 3 図 組合せ形を用いた場合の正味熱消費率の改善

軸直結全量ポンプの場合と組合せ形との熱消費量の比較を示したものである。

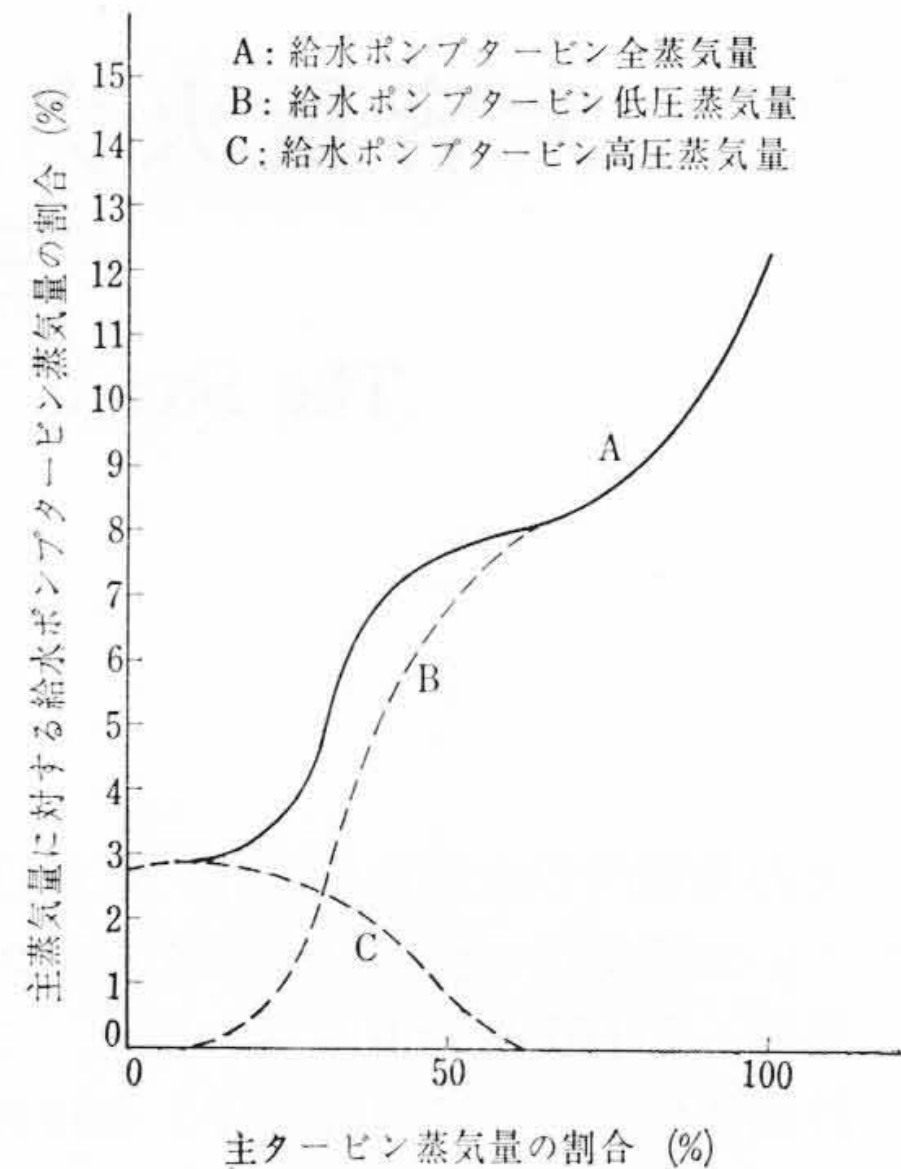
次に最近、日立製作所にて製作した東北電力株式会社新潟発電所納 3 号機 250 MW および関西電力株式会社堺港発電所納 1 号機 250 MW 用給水ポンプ駆動用タービンの主要計画要目を示す。

(a) 新潟発電所 3 号機用

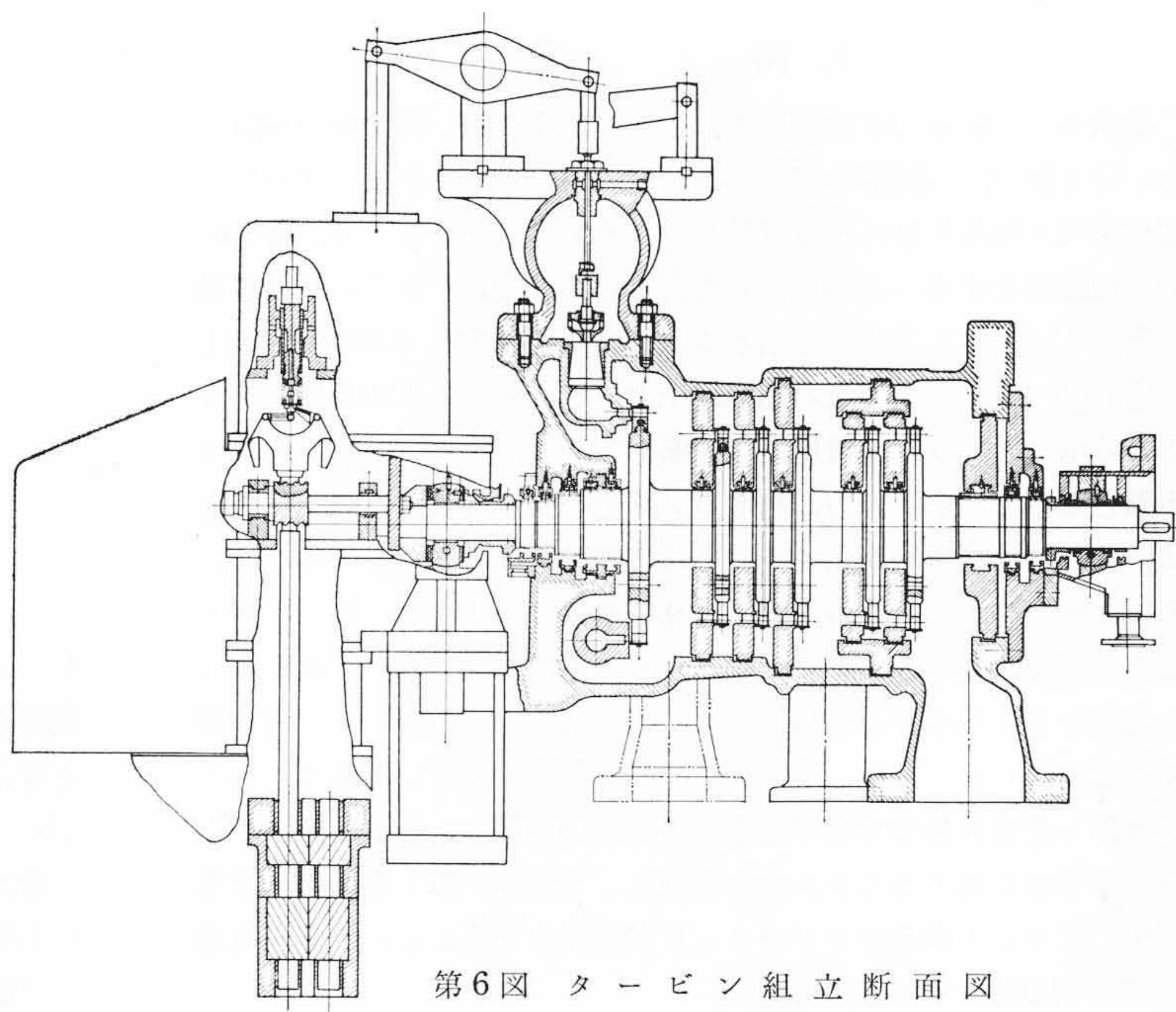
形 式	単気筒背圧タービン
定 格 出 力	3,900 kW
定 格 回 転 数	6,750 rpm
蒸 気 条 件	常用 31.9 kg/cm ² g 342.4°C 起動時 169 kg/cm ² g 566°C
排 気 圧 力	1.81 kg/cm ² g
抽 気 段 数	3 段
ポ ン プ	吐出流量 450 t/h 吐出圧力 233 kg/cm ² g

(b) 堺港発電所 1 号機用

形 式	単気筒背圧タービン
定 格 出 力	3,500 kW
定 格 回 転 数	7,000 rpm
蒸 気 条 件	常用 39.9 kg/cm ² g 366.5°C 起動時 169 kg/cm ² g 566°C
排 気 圧 力	3.0 kg/cm ² g
抽 気 段 数	2 段
ポ ン プ	吐出流量 450 t/h 吐出圧力 211 kg/cm ² g



第 5 図 給水ポンプタービン流入蒸気量の割合



第 6 図 タービン組立断面図

3. タービンの構造

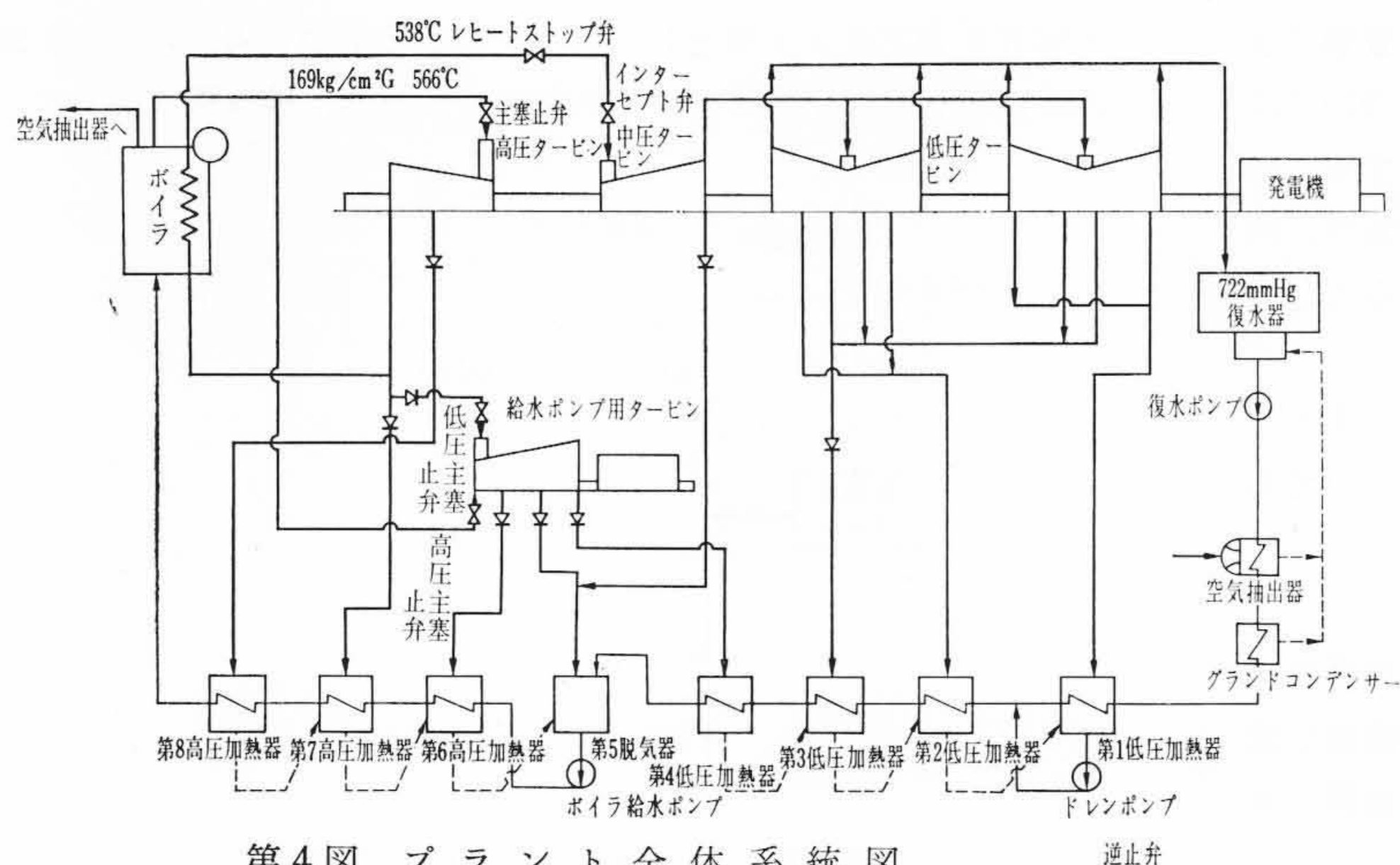
さきに述べた背圧形給水ポンプ駆動用タービンを例にとり、その詳細について述べる。

第 4 図はプラント全体の熱サイクルの一例を示すものである。第 4 図からも明らかなように給水ポンプ駆動用タービンは、主タービンの低温再熱蒸気および主蒸気のいずれでも運転できるようになっている。常用運転時は低温再熱蒸気のみで運転されるが、主タービンが軽負荷になるにしたがい再熱圧力は低下し、約 60% 負荷以下になると低温再熱蒸気のみでは給水ポンプの所要動力をまかないきれなくなる。このような低負荷時、ならびにタービン起動時には、低温再熱蒸気の不足分を自動的に主蒸気で補えるようになっている。第 5 図は主タービンの負荷と高低圧蒸気量の割合を示す一例である。

3.1 本 体

第 6 図はタービンの組立断面図を示す。

常用運転用の低圧蒸気は車室上部に設けられた低圧蒸気室、加減弁および溶接式噴口を通して車室に流入する。また一方、起動用ならびに低負荷時の高圧蒸気は車室の下半に設けられた高圧蒸気室から流入するよ



第 4 図 プラント全体系統図

うになっている。

タービンに流入した蒸気は一部は抽気口から抽気せられ排気蒸気とともに給水加熱用蒸気として用いられる。

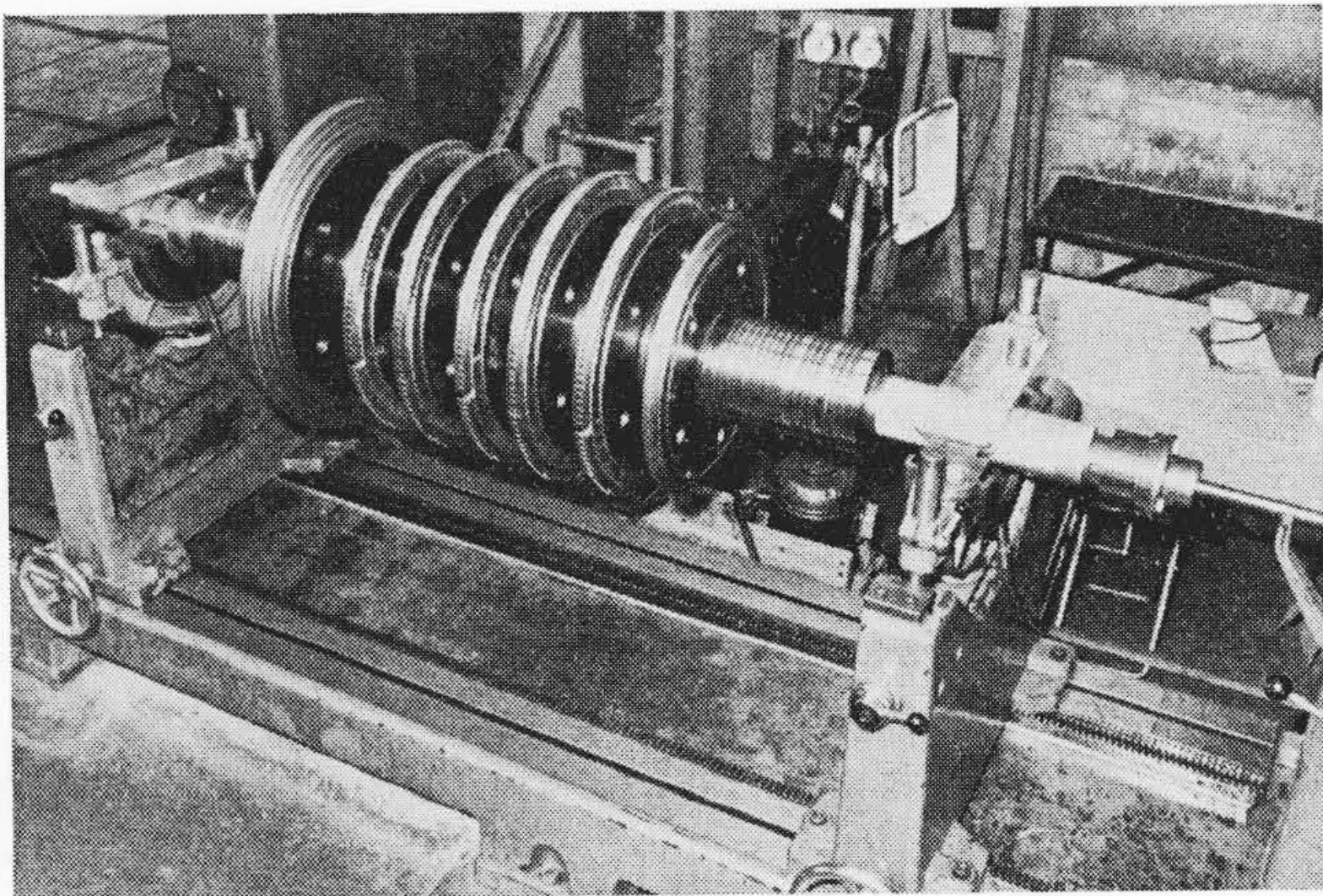
タービンロータは高速運転に適するよう一体鍛造削り出し形とし、調速機ならびに主軸ポンプは一段減速したジャックシャフトを介して駆動されるようになっている。また、ポンプのロータとは歯車式たわみ継手によって結合される。高速給水ポンプは通常 6,000～7,000 rpm の回転速度をとり、速度調整範囲も広範にわたることが普通である。したがってロータの危険速度、翼の強度、振動に対しては設計製作上、特別の考慮が払われている。ロータの危険速度は速度調整範囲の外におくことはもちろんであるが、製作時の釣合試験に特別の検討が加えられた。すなわち、まず翼植込前のロータについて完全な動釣合をとり、次に一段落翼植込ごとに動的釣合試験を繰返し全体として完全に不つりあいの除去が行なわれた。また、現地据付後の微細なフィールドバランスが可能なようにバランス用の特殊ディスクがロータの前後部に設けられており、タービン車室を開放することなく容易に釣合がとれるようになっている。

第7図は動的釣合試験中のタービンロータを示す。

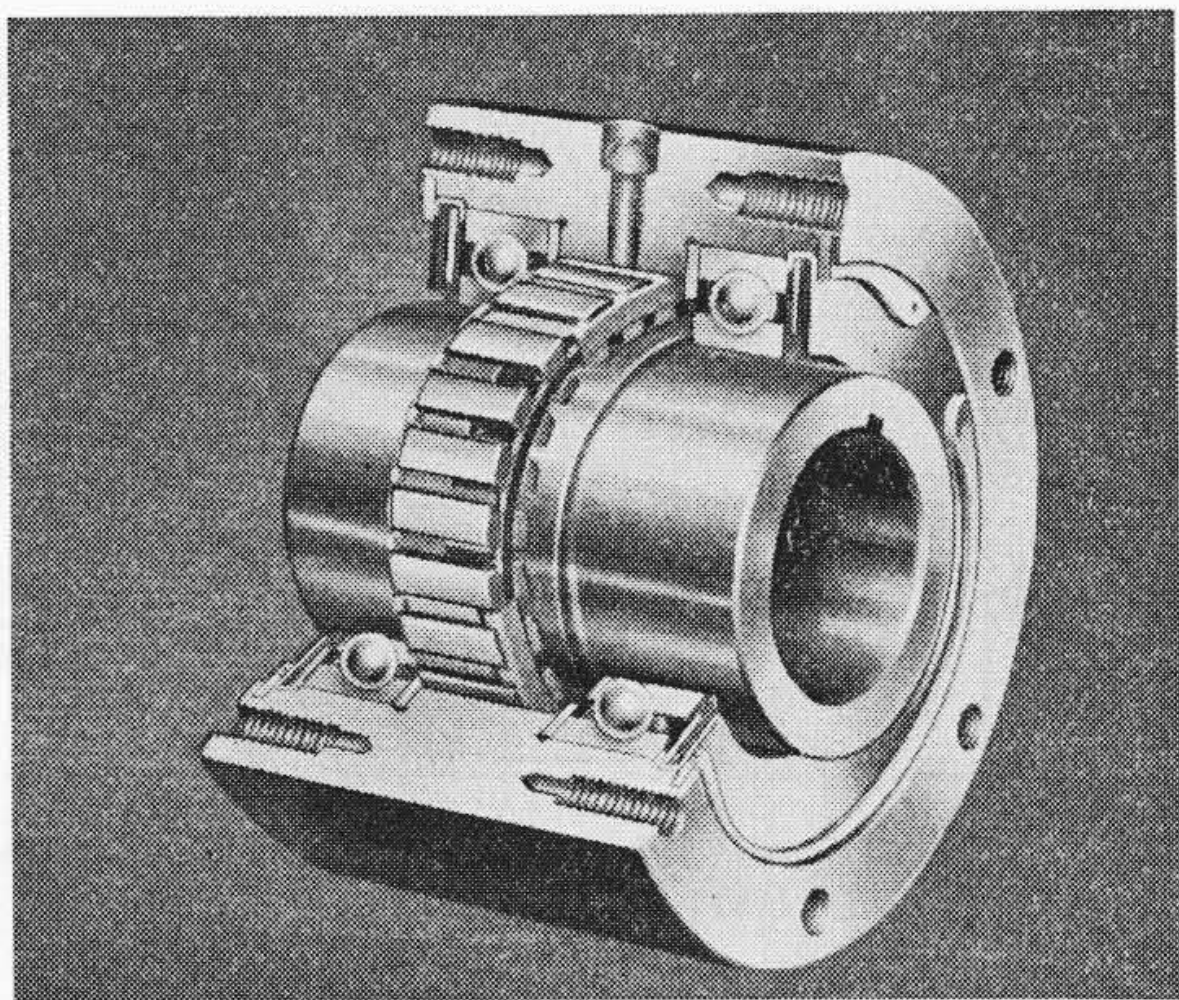
翼は比較的短い固有振動数の高いものが用いられている。特に大きい励振力を受ける初段翼については、あらゆる角度からの吟味が加えられ、高温蒸気に対しても十分安全であることが確認されている。

前側軸受箱内にはタービンロータから一段減速されたジャックシャフトが設けられており、さらにウォームおよびウォームホイールを介して立形の歯車式主油ポンプと調速機とを駆動する方式をとっている。なお、このジャックシャフトの先端には自動嵌脱形の特種クラッチを介してターニング装置を内蔵している。第8図および第9図はこの特種クラッチおよび、その作動原理を示すものである。

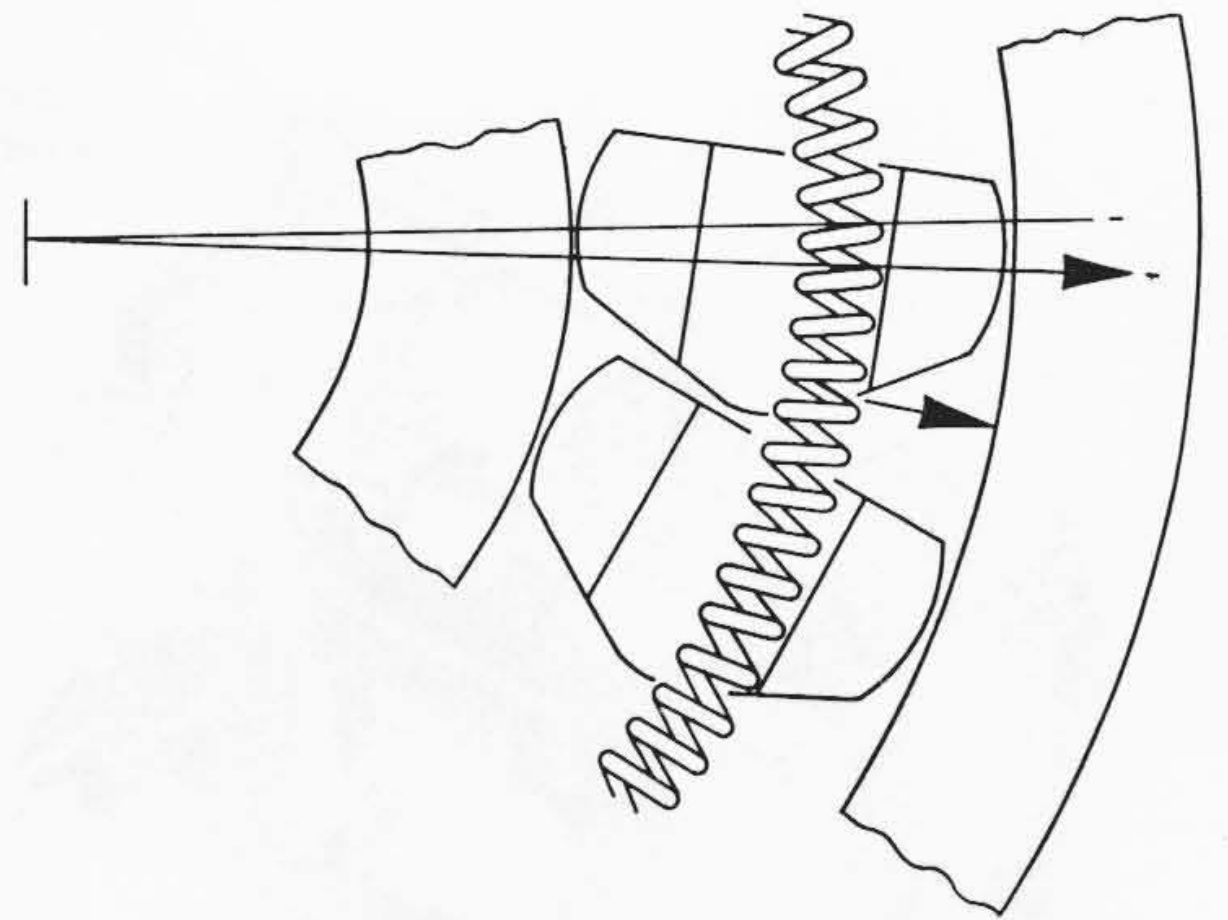
車室は上下に別れ、水平継手でボルトにより締め付けられている。



第7図 動釣合試験中のタービンロータ



第8図 特殊クラッチ構造



第9図 特殊クラッチ作動原理説明図

抽気口および排気口は発電所の配置によって上下いずれの方向に向けることも可能である。

軸受は前後とも球面座支持、強制潤滑方式で前側軸受は推力軸受と一体構造となっている。

タービンは排気室左右フランジ部で基礎に固定せられ、熱膨張はすべて前側に逃がすことができるよう、前部軸受箱はI形支持板によって基礎に取り付けられる。

タービン最前部に設けられたコンソール形計器盤には現場起動に必要な各種計器および操作用ボタンがまとめられ運転操作に便ならしめている。

潤滑油装置はタービンおよび給水ポンプ共用とし、前側軸受箱の下部に油タンクを設け、これに補助油ポンプ、非常用油ポンプおよび油冷却器などを取り付けている。

3.2 主塞止弁

高低圧蒸気の流入口にはそれぞれ、高圧主塞止弁および低圧主塞止弁が設けられている。いずれの弁もタービンの非常遮断装置が作動した場合、急速に蒸気の流入を遮断しタービンを停止させる。

低圧主塞止弁はタービン車室上部に設けられた低圧蒸気室のタービン前部から見て右側に直接取り付けられている。一方、高圧主塞止弁は、高圧加減弁と一体構造となっており、高圧蒸気室のタービン前部から見て左側に取り付けられている。高圧主塞止弁入口は主蒸気管と溶接により接続せられ、低圧蒸気入口部はフランジ結合として保守点検を容易ならしめている。

高低圧主塞止弁はいずれも子弁を有するポペット形で油圧ピストンによって操作される。

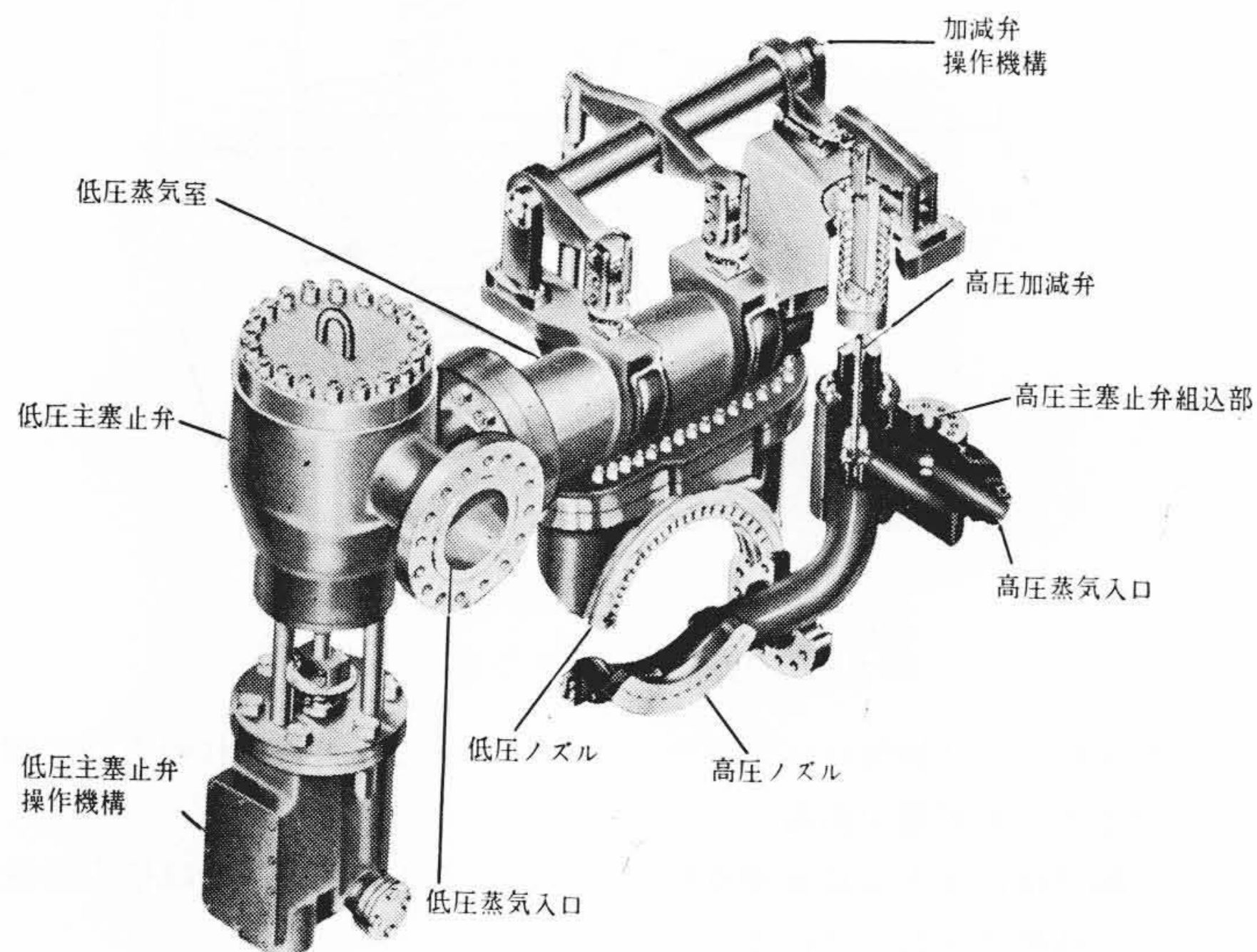
高圧主塞止弁の動作は全開、全閉のみであるが、低圧主塞止弁は全開、半開、全閉の位置をとることができ、低圧蒸気による常用運転時にタービンを停止させることなく、主塞止弁の動作の確認試験を行なうことができるようになっている。

第10図は高低圧蒸気流入部の構造を示す。

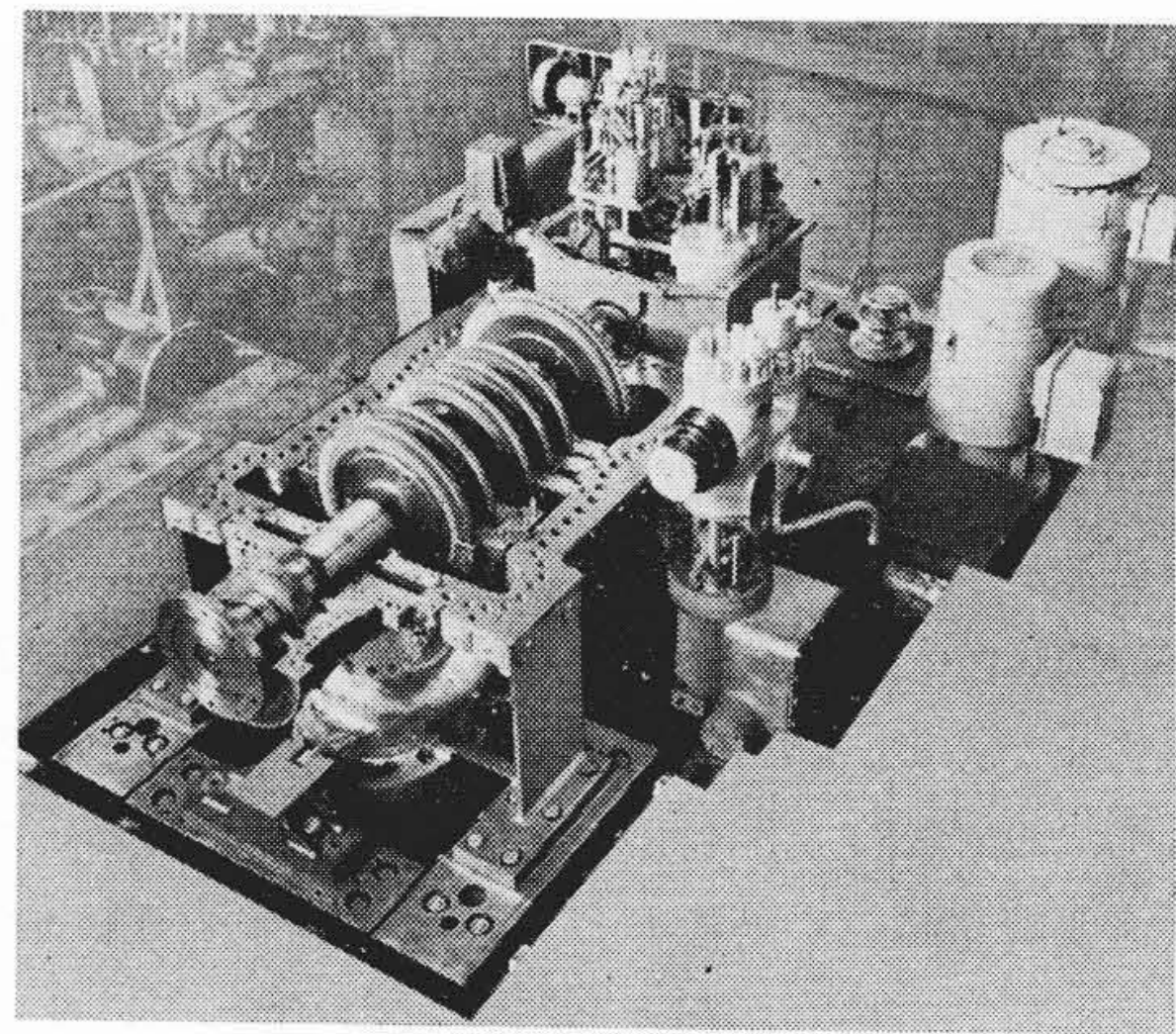
3.3 加減弁

高圧加減弁および低圧加減弁とからなり、常用運転時使用される低圧加減弁は、噴口調速方式を採用し、数個の弁より成り立っている。高圧加減弁は一個の弁とからなり低圧加減弁が全開した後にリンク機構によって連続して開くようになっている。高圧ノズルリングは下半車室に収められ、リングの一端は車室内面にキーで保持され、軸方向位置は正しく保ちながら熱膨張を自由に逃すことができるような構造となっている。

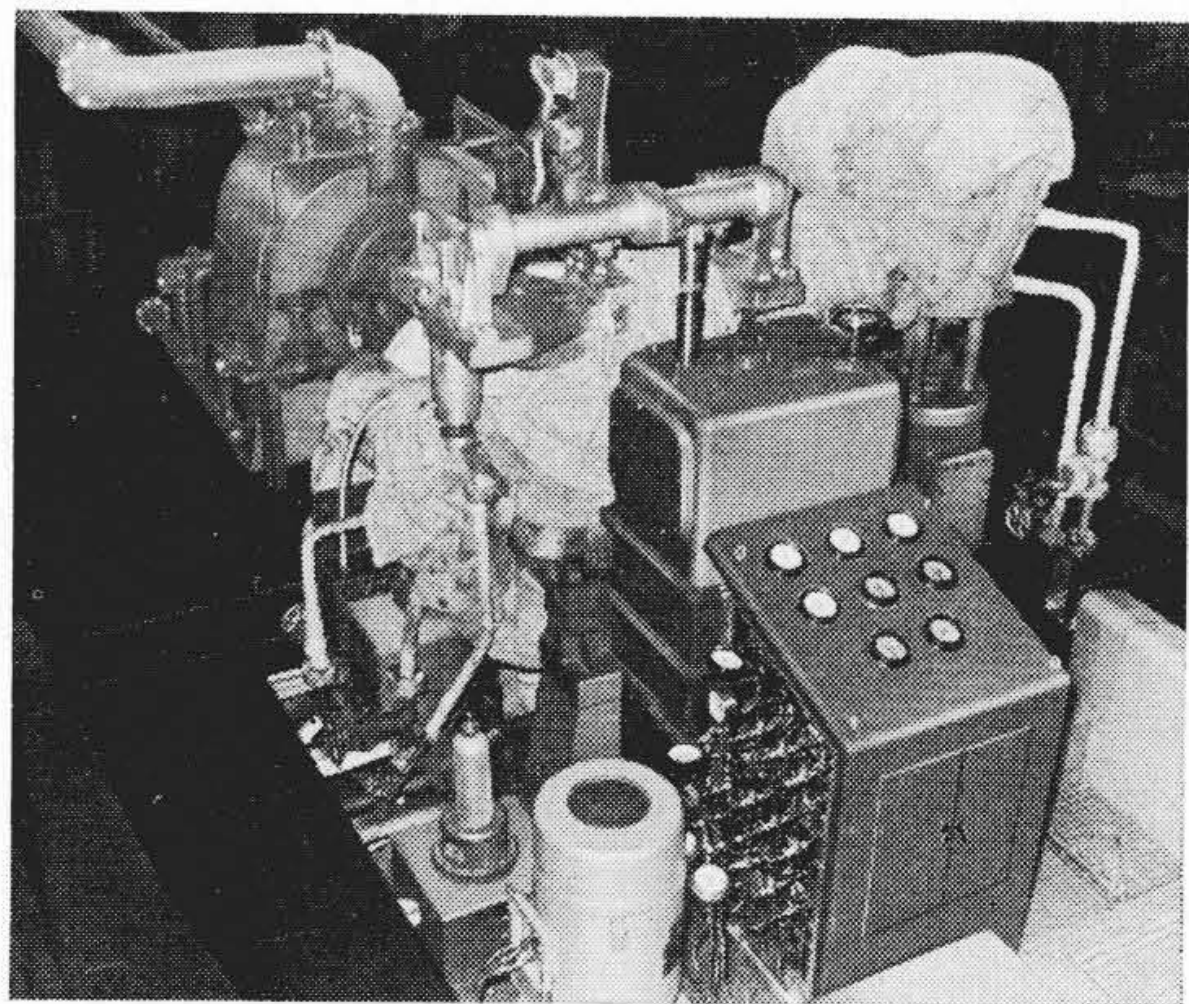
タービン起動時には低圧加減弁は全開しており、高圧加減弁より主蒸気が流入する。この場合、主タービンの蒸気流量はいまだ少なく、本タービンの調整段後圧力は主タービン低温再熱蒸気圧力よりも高く、したがって低圧加減弁からの蒸気の流入はない。主タービンの負荷が約10%程度になると低温再熱蒸気圧力が本タービンの調整段後圧力より高くなり、低圧主塞止弁前に設けられている逆止



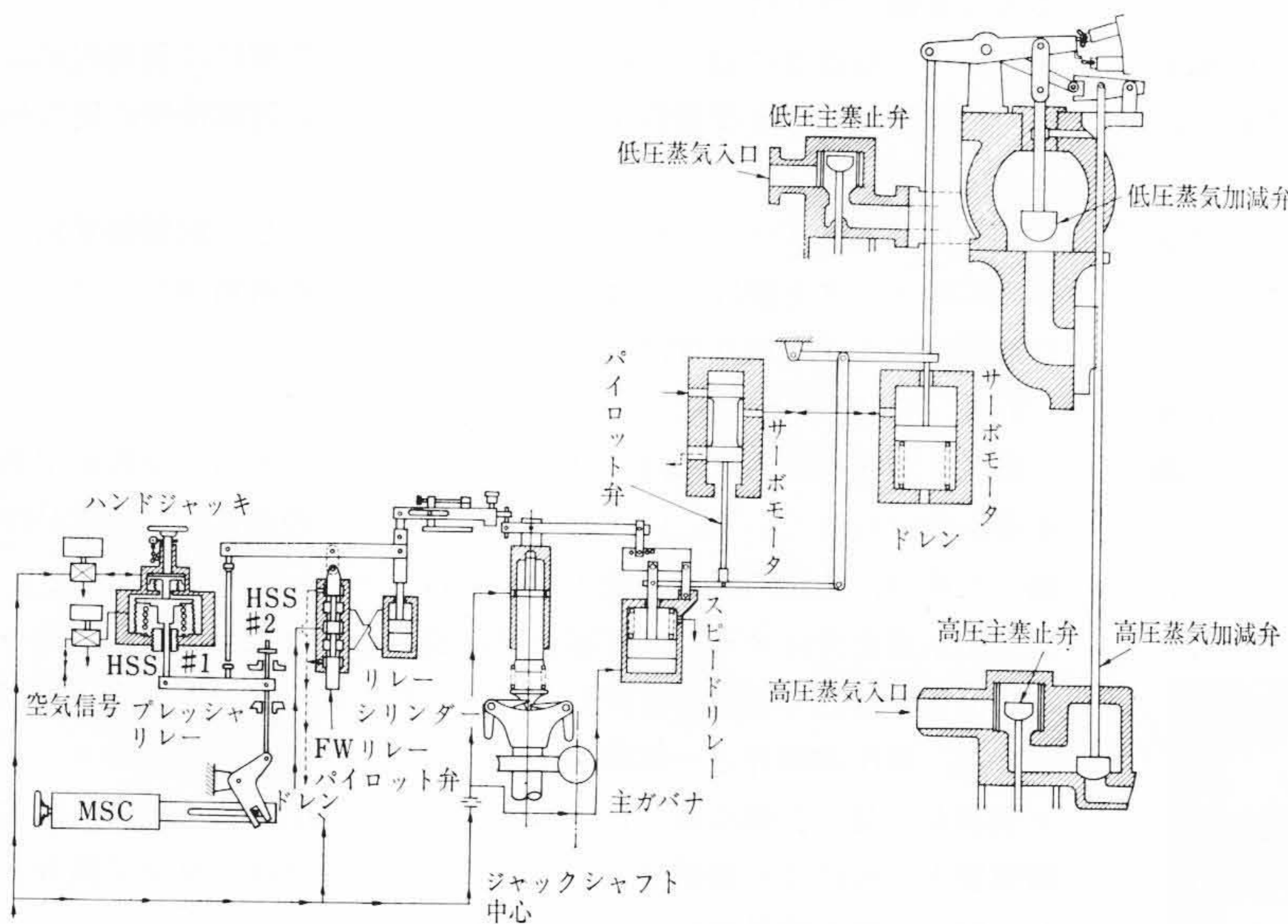
第10図 高低圧蒸気流入部



第12図 工場組立中のタービン



第13図 ポンプ直結工場負荷試験中のタービン



第11図 調速制御系統図

弁を開いて低温再熱蒸気が流れ込んでくる。主タービンの負荷が約60%前後になると低温再熱蒸気のみで給水ポンプの所要動力を十分まかなうことができるようになり高圧加減弁はしめる。

3.4 調速制御装置

第11図は本タービンの代表的な調速制御系統図を示すものである。主調速機から加減弁に至る間の機構は通常の回転パイロットによる油圧レバー式調速機構と同じであるが、低圧加減弁から高圧加減弁への接続機構ならびに給水リレーによる速度設定機構が通常のタービンとは異なる点である。

高圧加減弁はバネによって常に閉方向に力が作用しており、前記のように、低圧加減弁が全開した後、同一サーボモータのストロークによって連続して開くようになっている一種の過負荷弁のような働きをしている。また、高圧加減弁をしめるとき、万一弁棒に焼付を生じたりして、バネだけの力で弁をしめることができないような場合でもレバーを介して油圧により強制的にしめるような機構を採用し、安全性を高めている。

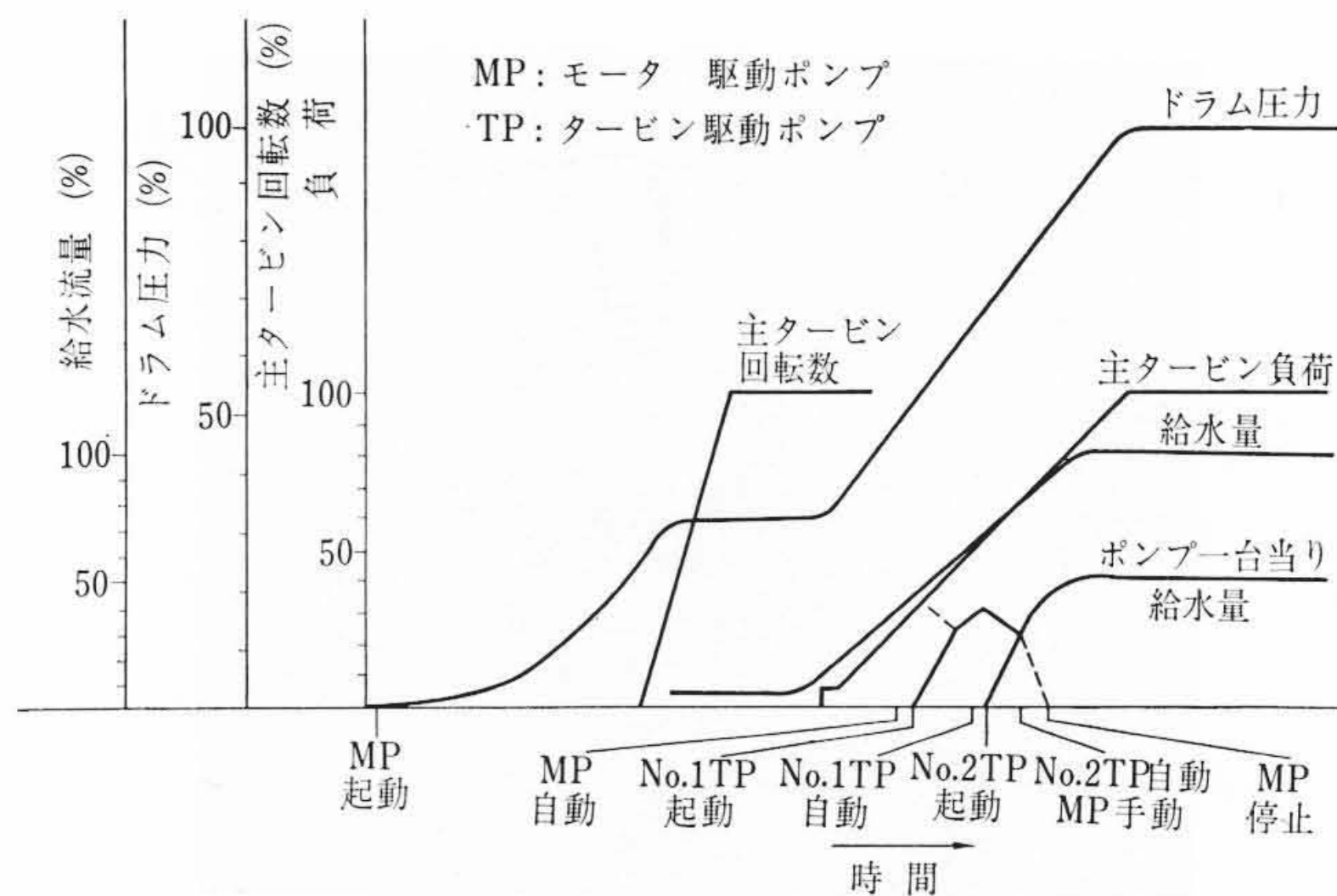
普通のドラム形ボイラについてみると、ドラム水位、蒸気流量、給水流量の三要素の信号が空気圧信号に変換され、本タービンの給水リレーに導かれる。給水リレーはエアーモータ、パイロットおよ

び油圧シリンダによって構成され、主調速機の数値設定値の制御を行なうことによりタービンの回転制御を行なう。

4. 運転操作

タービンの起動は第11図に示されるMSC（モータースピードチェンジャー）によって行なわれる。このMSCは中央制御室からの遠隔操作、あるいは現場に設けられたハンドルによる操作のいずれも可能である。タービン起動時、給水リレーはハンドジャッキあるいは空気圧によってHSS（高速ストップ）の位置に設定しておく必要がある。

いま、一例として遠隔操作によってタービンの起動を行なう場合について考えてみると、まず給水リレーに空気圧を送り、リレーの



第14図 給水ポンプ起動順序

位置をHSSに設定する。次にMSCのモータの接点を閉じ、タービンの回転を徐々に上昇させ、自動運転が可能な回転数まで到達せしめる。ここでMSCの位置をHSSにゆっくりもっていき、同時に空気信号を減ずることにより、望まれる回転数にタービン速度を保持する。ここでコントローラを自動給水制御に切換えることにより以後の運転は自動操作に切りかわる。

なお、以上はタービンそのものの操作手順を示したものであるが、実際の発電所におけるポンプの起動手順の代表例は第14図に示すとおりである。

5. 結 言

給水ポンプは火力発電所の作動流体の循環に対する原動力となる文字どおりの心臓部に相当する重要な要素であることはいまさらいうまでもない。主機単機容量の増大、蒸気条件の高圧化、貫流ボイ

ラの採用などによって給水ポンプそのものについても従来とは比較にならない高度の技術が要求されるようになってきている。

現在、国内において計画されている大容量プラントには、本稿で述べたタービン駆動の給水ポンプが採用されることになっており、今回のわれわれの製作経験が貴重な資料として生かされるものと信じている。

なお、本稿においては主としてタービンそのものの特長について述べたが、タービン駆動給水ポンプを用いたプラントの制御特性についても十分な検討が加えられているので別に発表したいと考えている。

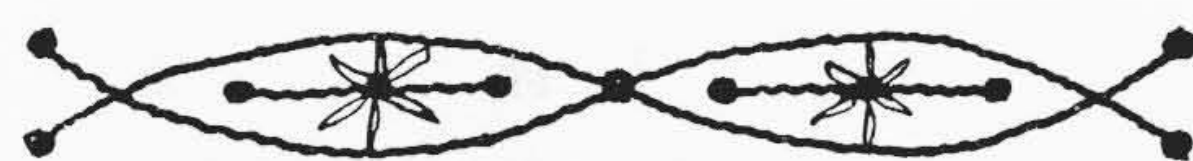
参 考 文 献

- (1) A. W. Rankin: GER-2076 (Oct. 1963)
- (2) Catalog 105 B: Formsprag Co.



登録新案 第716118号

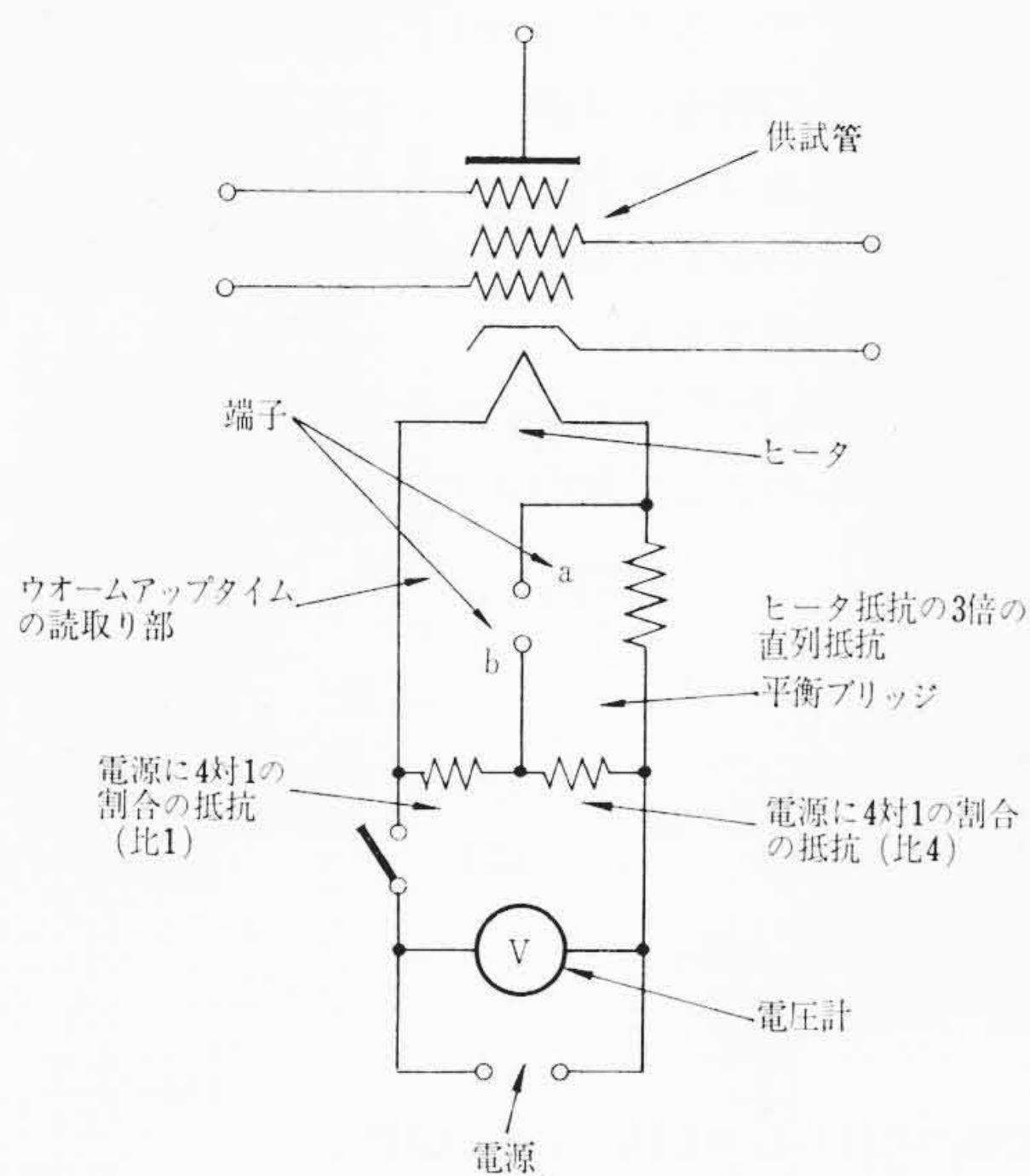
新 案 の 紹 介



二 瓶 弘

真空管ヒータウォームアップタイム測定装置

従来は供試管のヒータ抵抗の3倍の直列抵抗を介して定格ヒータ電圧の4倍を印加し、ヒータウォームアップタイム（第2図に示すように $0.8E_f$ に達するまでの時間）を測定していたが、電圧計が $0.8E_f$ に達したときの時間を正確に判定することがむずかしいとい

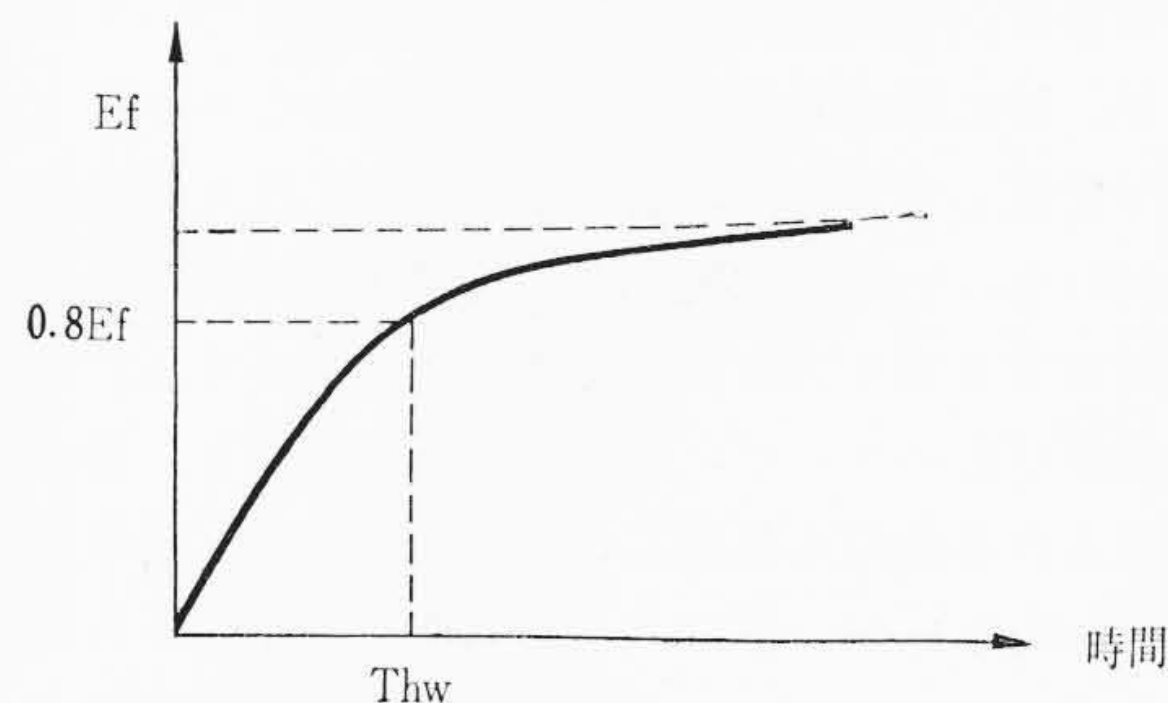


第1図

う欠陥があった。

この考案は前述のような欠陥を取り除くことのできるヒータウォームアップタイム測定装置に関するもので、第1図に示すように供試管のヒータ抵抗の3倍の大きさの直列抵抗を介して定格ヒータ電圧の4倍を印加するとともに、電源端子間に抵抗値が4対1の割合となる分割抵抗を接続し、これらの抵抗と直列抵抗およびヒータ抵抗により平衡ブリッジを形成させ、内部インピーダンスの高い検出計を用い、ブリッジのバランスを測定することにより、誤差なく容易に測定しうるようにしたものである。

この考案においてはヒータの端子間に接続する電圧計を必要とせず、ヒータの端子電圧が $0.8E_f$ になる瞬間が従来のものに比しきわめて容易に検知でき、しかも真空管の品種別にこの $0.8E_f$ の値をあらかじめ知っておく必要がないなど大きな利点がある。



第2図