

265,000kW クロスコンパウンド再熱タービン発電機

265,000 kW Cross Compound Reheat Turbine Generator

北 川 祐 司*
Yûji Kitagawa

斎 藤 清*
Kiyoshi Saitô

内 容 梗 概

火力発電設備の大容量化の進展により、従来のタンデムコンパウンド形タービンに次いで、今後の超大容量汽機に対してはクロスコンパウンド形の計画が有力な手段となる傾向にある。

このほど、国産最大容量機としてのクロスコンパウンド形4流排気式 265,000 kW タービンの発電機の完成を見、目下東京電力株式会社五井火力発電所用として据付中である。ここに画期的新設計を採用した本機の概要を紹介する。

1. 緒 言

近時、新鋭大容量火力発電所計画における単機出力の増大は著しいが、周知のようにプラント全体の計画条件選定に当たっては、技術的ならびに経済性の面から蒸気条件がある一定限度に押えられる⁽¹⁾。ゆえに単機出力の増大に伴いタービン最終段落の通過蒸気量が増大し、その排気損失を最小限にするために最終段落用の新長翼の開発を進めているが、これでもなお単一排気流路では排気環帯面積不足の場合は排気流数を増加して最終段翼全環帯面積を大きくし、タービン効率の向上を図ることになる。

従来容量 200,000 kW 以下のタービンでは排気流数が 3 流以内で設計可能であるためもっぱらタンデムコンパウンド (TC) 形が採用されていたが、250,000 kW 以上のタービンで排気流数が 4 流必要となる場合には、第 1 図に示すように TC 4F 形のほかに、クロスコンパウンド (CC) 形の CC 4F 形の 2 案が成立し、いずれも設計可能であり、運転性信頼性についてもなんらそん色ない。したがってその形式選定に当たっては、発電所全体の基礎据付配置計画のほか、各機器の構造および特性の比較検討を行ない総合的経済性を考慮して選定される。

一方発電機側は容量増加に対処して固定子冷却系統に液体冷却方式などを採用して単機の形状および軸受スパンの過大になるのを避けた適正設計とするよう計画するが、汽機容量が 500,000 kW 以上になると、現状では単一発電機による計画はむずかしくなり、また汽機の配置計画から TC 形では過長になるため CC 形に移行して行くことになる。第 2 図には蒸気タービン発電機容量の増大の傾向をアメリカの例につき示している。

このように今後大容量汽機計画にて増加が予想される CC 形タービンの国産記録品として、ここに 265,000 kW タービンの完成を見

たことは将来の超大形タービン発電機製作への一大飛躍を約束するものとして意義深いものがある。本文ではこの 265,000 kW CC 形タービンおよび発電機の計画上の問題点についてその概要を述べてみたい。

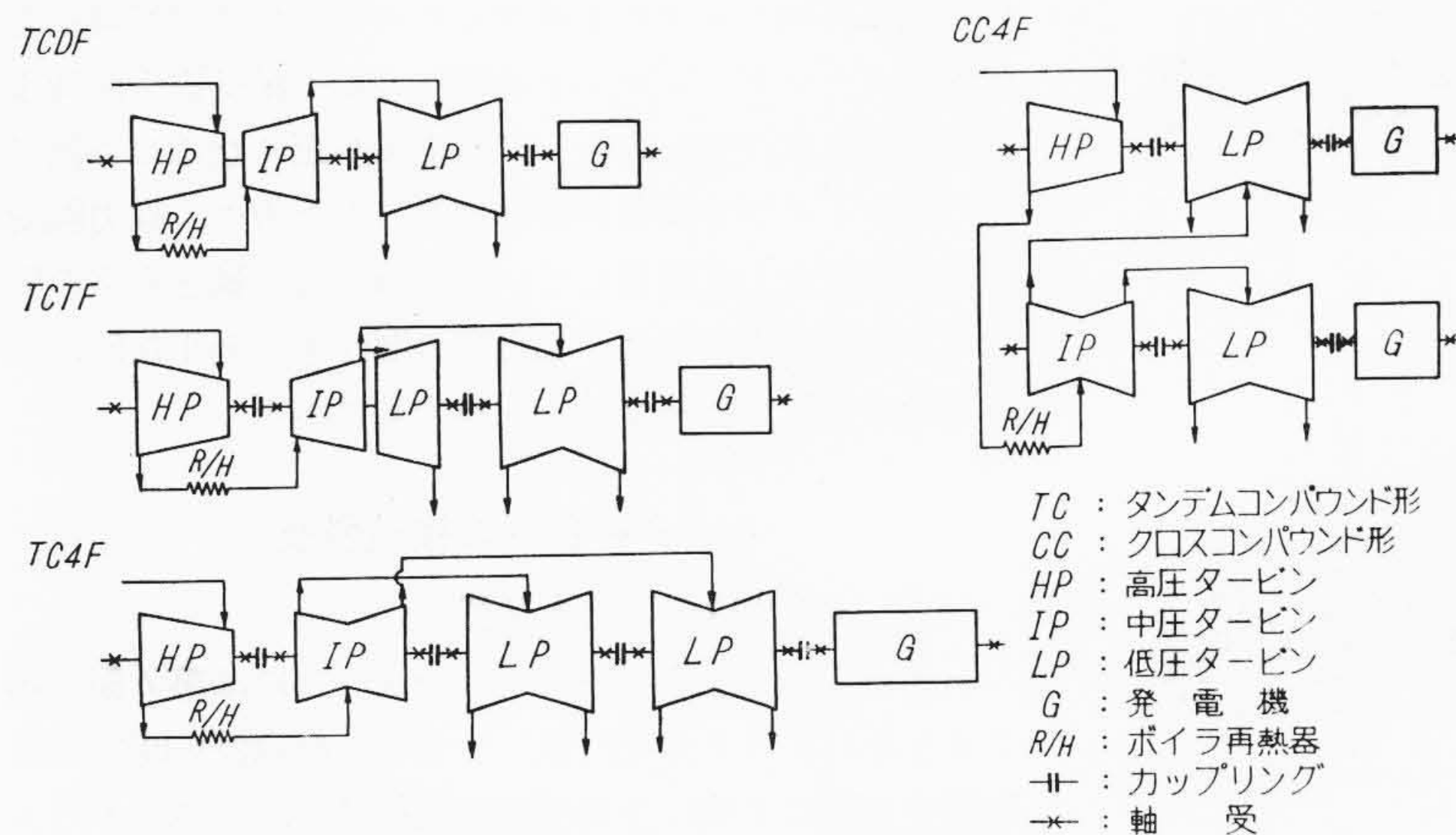
2. タービンおよび発電機の計画要目

(1) タービン

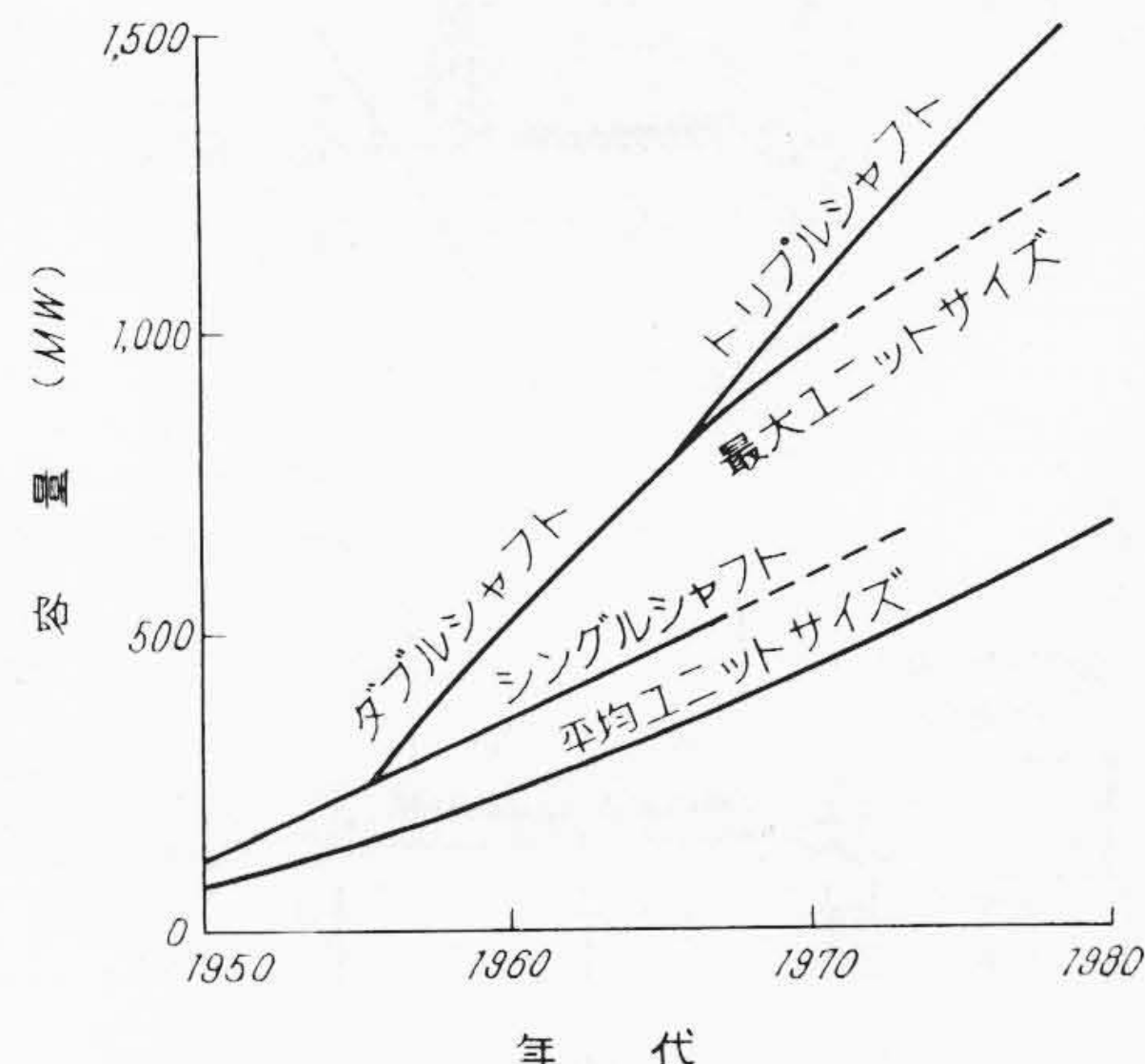
形 式	クロスコンパウンド形衝動再熱式、4 気筒 4 流排気形						
定 格 出 力	265,000 kW						
回 転 数	3,000/3,000 rpm						
主 蒸 気 圧 力(主塞止弁前)	169 kg/cm ² g						
主 蒸 気 温 度(主塞止弁前)	566°C						
再 熱 蒸 気 温 度(再熱塞止弁前)	566°C						
排 気 圧 力	722 mmHg						
抽 気 段 数	8 段						
給 水 温 度(定格出力時)	277.3°C						
タービン段落数							
合計 27 段	<table border="0"> <tr> <td>高圧(再熱前)</td><td>11 段</td></tr> <tr> <td>中圧(再熱後)</td><td>8 段 複流</td></tr> <tr> <td>低圧</td><td>8 段 4 流</td></tr> </table>	高圧(再熱前)	11 段	中圧(再熱後)	8 段 複流	低圧	8 段 4 流
高圧(再熱前)	11 段						
中圧(再熱後)	8 段 複流						
低圧	8 段 4 流						

(2) 発 電 機

容 量	169,600 kVA×2(水素圧力 2.0 kg/cm ² にて) 155,882 kVA×2(水素圧力 1.0 kg/cm ² にて)
力 率	0.85
出 力	144,160 kW×2(水素圧力 2.0 kg/cm ² にて) 132,500 kW×2(水素圧力 1.0 kg/cm ² にて)
電 圧	15,000 V



第 1 図 タービン発電機形式例



第 2 図 蒸気タービン発電機ユニットの容量増大の傾向 (アメリカ)

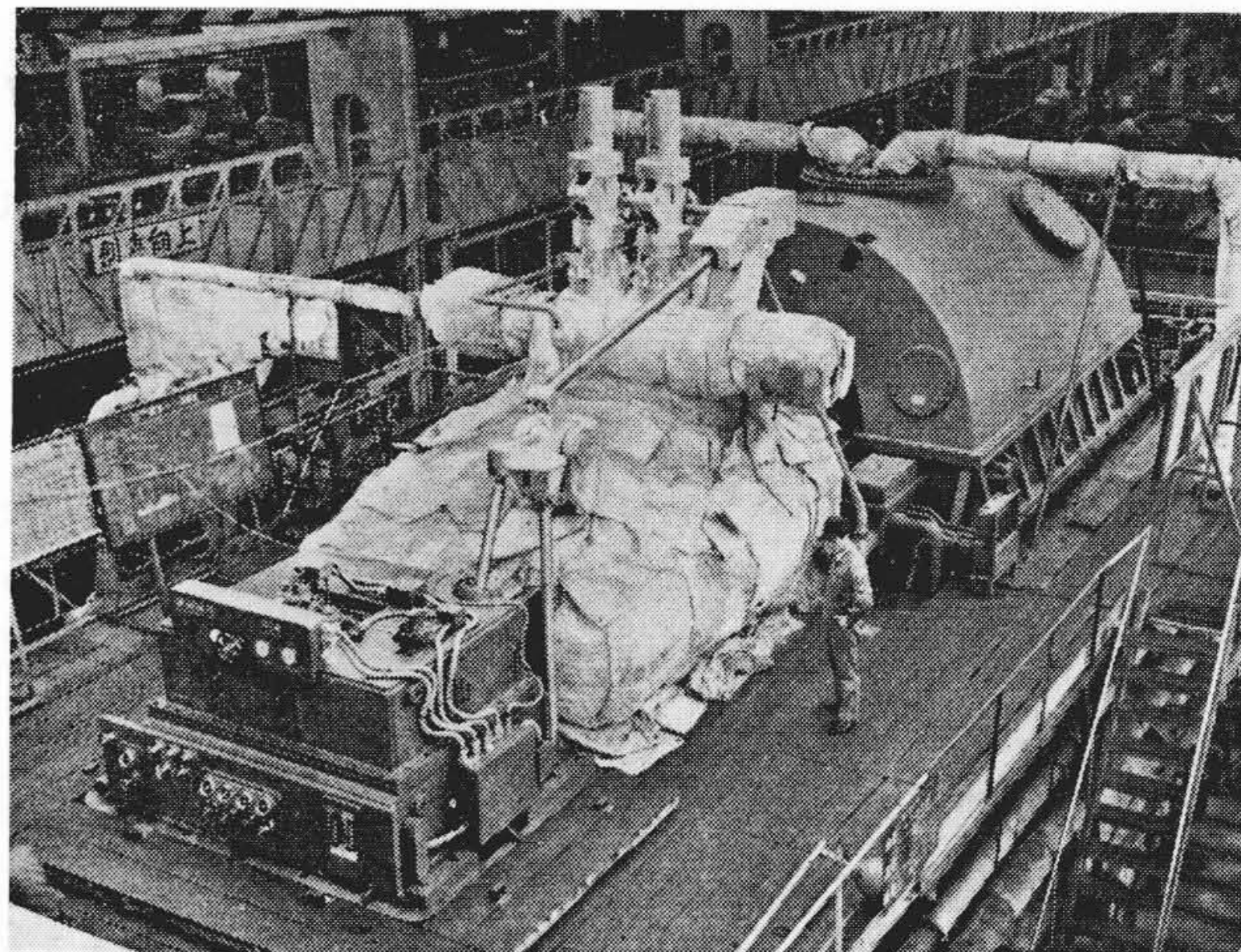
* 日立製作所日立工場

回 転 数	3,000 rpm
周 波 数	50~
中 性 点	変圧器接地
励 磁 電 圧	375 V
接 続	2 重星形接続

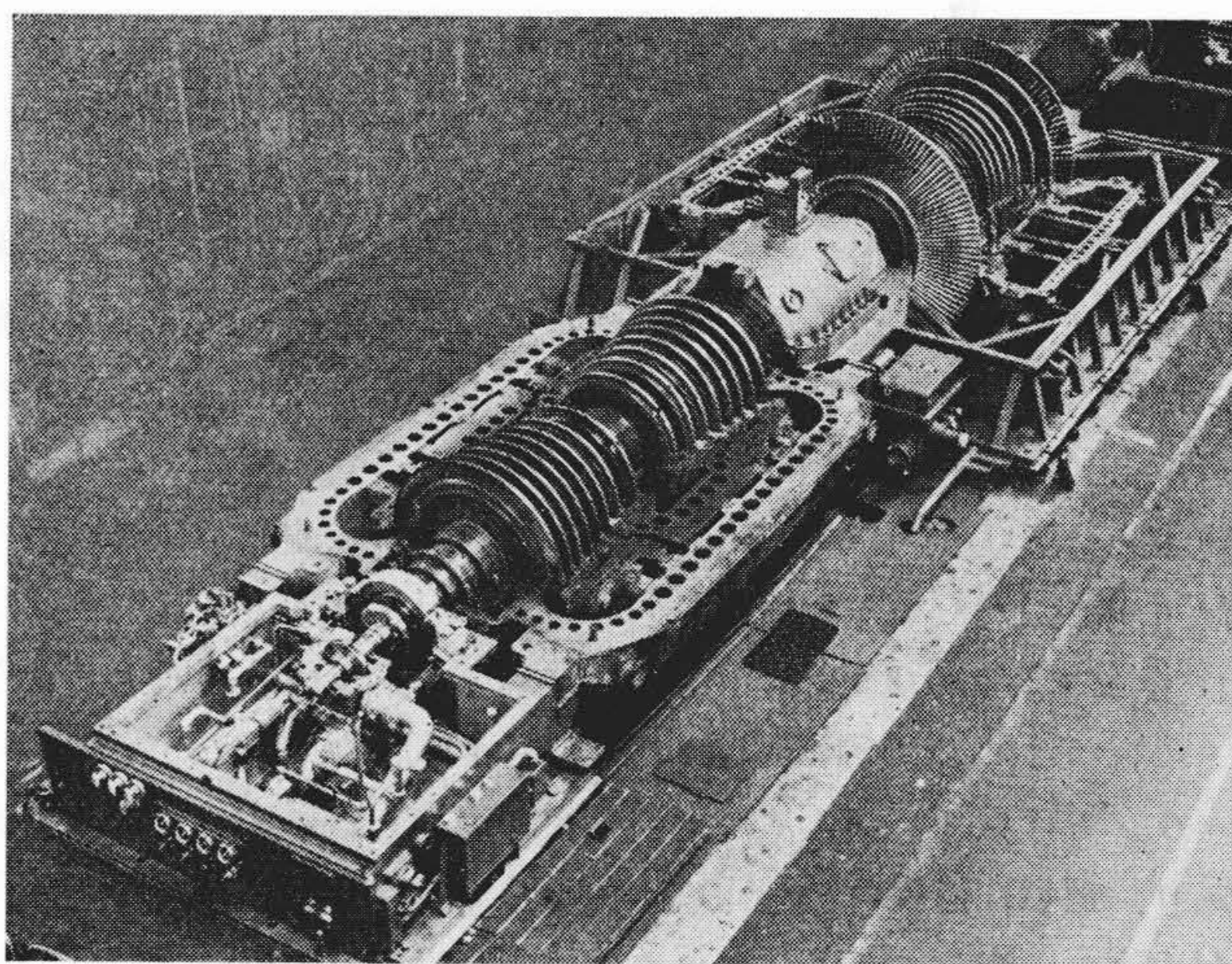
3. タービン全体計画および配置

本タービンの配置状態および全体断面は第3図および第4図にて明らかなように一次（プライマリ）タービンと二次（セカンダリ）タービンの二軸に分かれているが、両軸タービン架台は共通の一体架台上にあるクロズドカップル形とし、架台全体をコンパクトにまとめている。一次タービンは単流の高圧タービンと複流の低圧タービンからなり、二次タービンは複流の中圧タービンと複流の低圧タービンからなっており、両タービン発電機の軸端出力は常に約50%ずつに配分される設計であるため、低圧タービンおよび発電機は両軸ともに同一設計部品で組み立てられ、しかも接続する復水器は第3図に見るように両低圧タービン下部に一体構造として連結する設計で、全体配置をコンパクトにまとめた合理的な計画となっている。

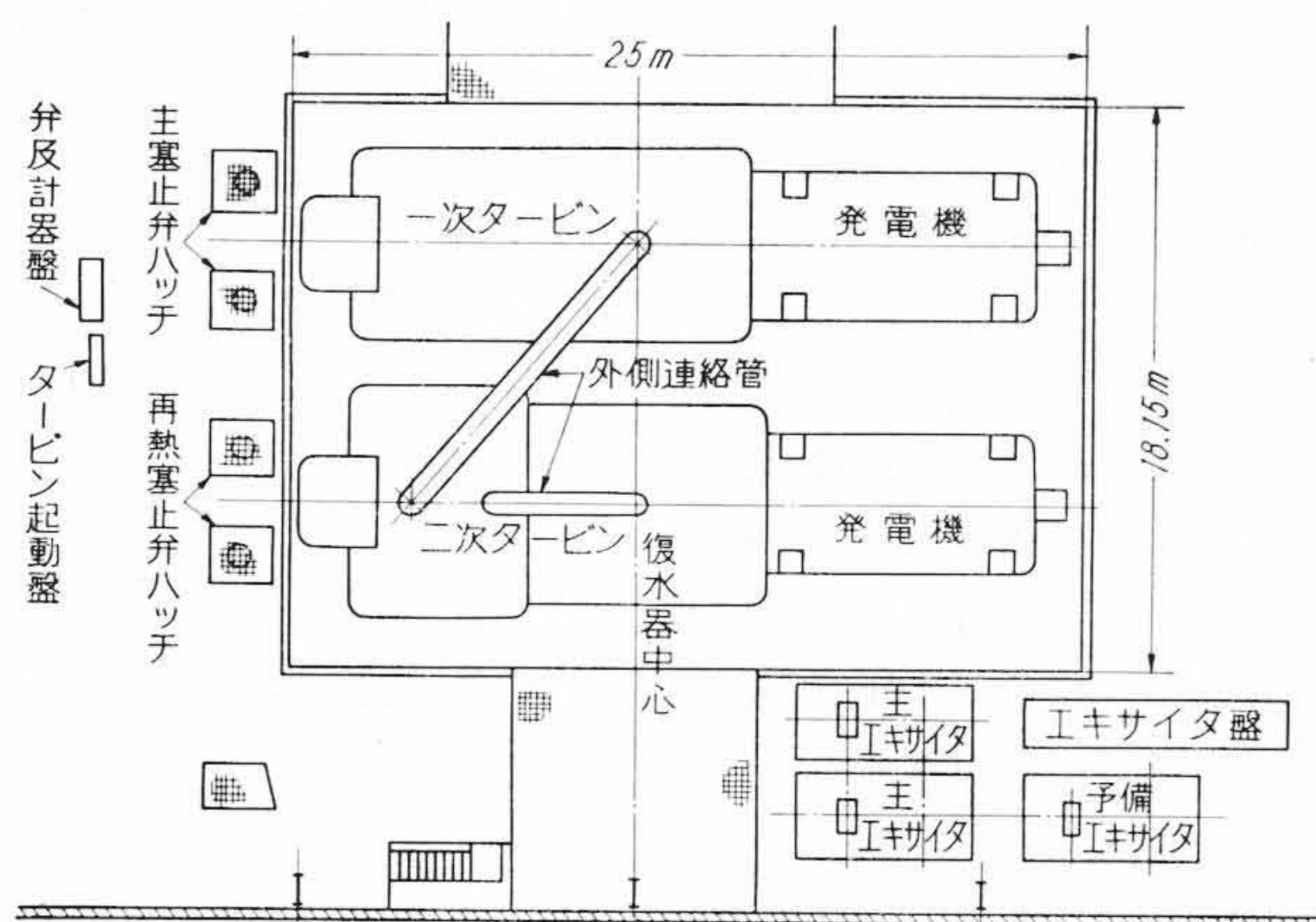
主蒸気流は一次タービンの前に配置された2個の主塞止弁を通して高圧タービン車室上に設けた4個の加減弁によって流量制御され、11段落を有する高圧タービン内を熱膨張した後ボイラ再熱器に送られる。再熱後の蒸気は二次タービン側に設けられた各2個の再熱塞止弁とインターセプト弁を通して8段複流の中圧タービンの中



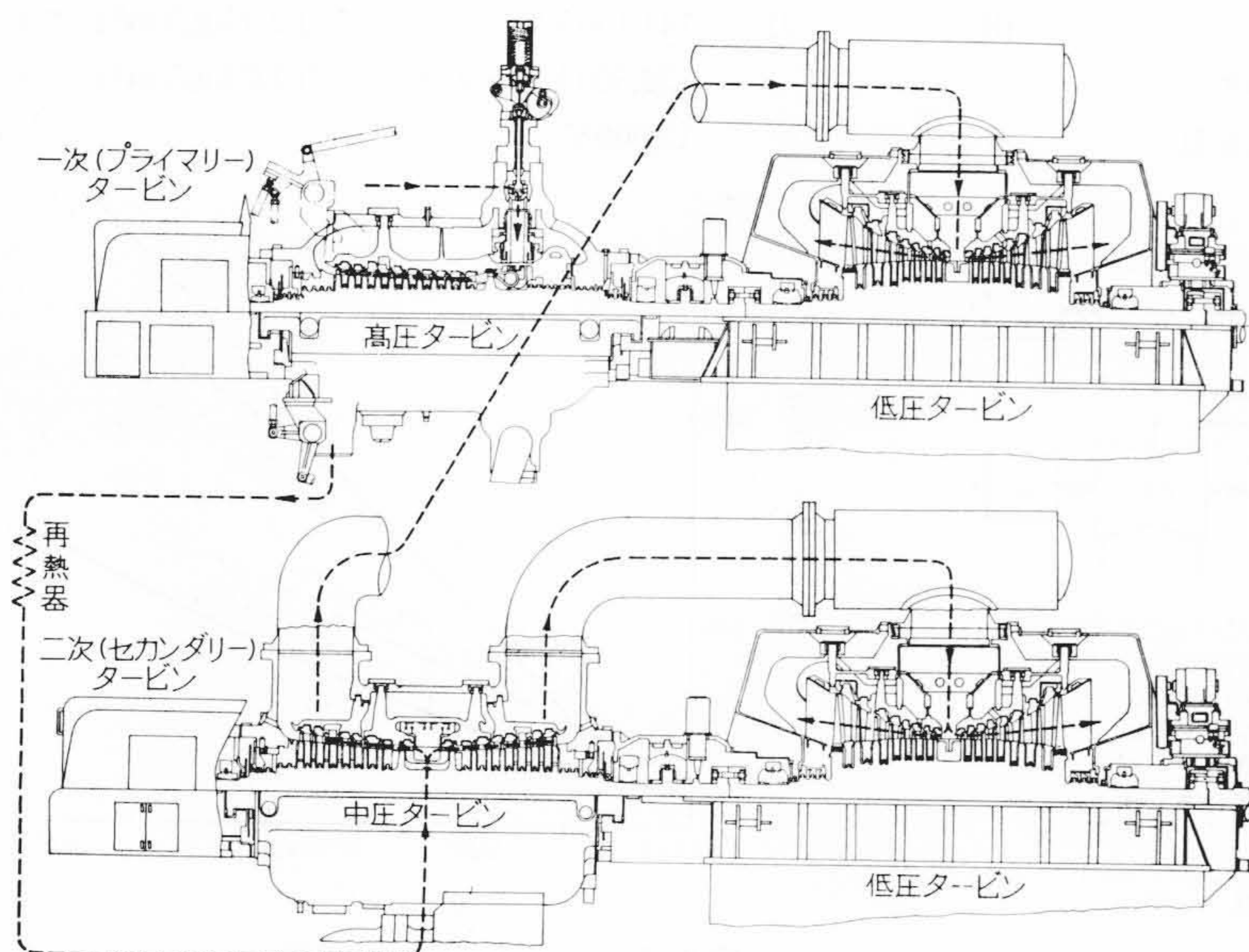
第5図 265,000 kW タービン一次（プライマリ）タービン工場運転状況



第6図 265,000 kW タービン二次（セカンダリ）タービンの組立状況



第3図 265,000 kW クロスコンパウンドタービン配置図



第4図 265,000 kW クロスコンパウンドタービン構造図

央に流入する。中圧2分流排気のうち、前側への排気は一次タービンの低圧部、また後側への中圧排気は二次タービンの低圧部へそれぞれ外側連絡管により送られて、各8段複流で仕事をなした後、両タービン排気室に接続した一体構造の復水器へ排出復水される。

この間、給水加熱器への抽気は8段なされて、定格出力時の最終給水温度は 277.3°C である。

本CC形汽機の上記全体配置以外の面におけるTC形と比較しての特長としては、発電機側で従来の 150,000 kW 級の標準水素冷却式の設計が可能であるほかに、タービン車軸は作用トルクが半減するため小直径使用が可能となり、グランドパッキングの漏えい量や軸受損失が低水準に保持され、また各タービン全長が短くなるため据付時のアライメント調整が簡単であるとともに、推力軸受を中間軸受台上に設置しているため、各車軸と車室の間の伸び差が微少となり、軸方向の間げきを適正な値により高効率運転を保持することが容易である。

4. タービンの構造特長

(1) 主塞止弁バイパス装置

本タービンの2個の主塞止弁の中一方には第7図に示すようなバイパス弁を内蔵しており、起動停止時には全加減弁全開にて噴口全周噴射の状態にて、このバイパス弁制御によりタービンの最大蒸気流量の約20%の蒸気を流し得る設計となっている。この装置によりタービン

起動時などの高圧高温車室部の壁温度変動率を許容値内に押さえることが容易となり、作用熱応力を低減する効果を与えている。

(2) 車 室

高圧および中圧車室はいずれも左右対称に設計し、内部車室を使用し、車室壁内外面の温度差と圧力差を少なくすることによって車室の肉厚および水平フランジの厚さを薄くし、特に中圧車室においては複流として前後方向の蒸気流を均等分し推力もバランスさせて、前後全く対称な構造とするとともに、高中圧車室支持部には上下水平方向に正しく軸心が保たれ、しかも自由に熱膨張し得るようにセンターラインサポート方式が採用されている。すなわち第8図に示すように、起動停止など運転状態の変化に対して温度変化の影響の最も大きい高圧および中圧車室排気部を常に回転軸中心と同一水平面上で支持する方式が採用されている。

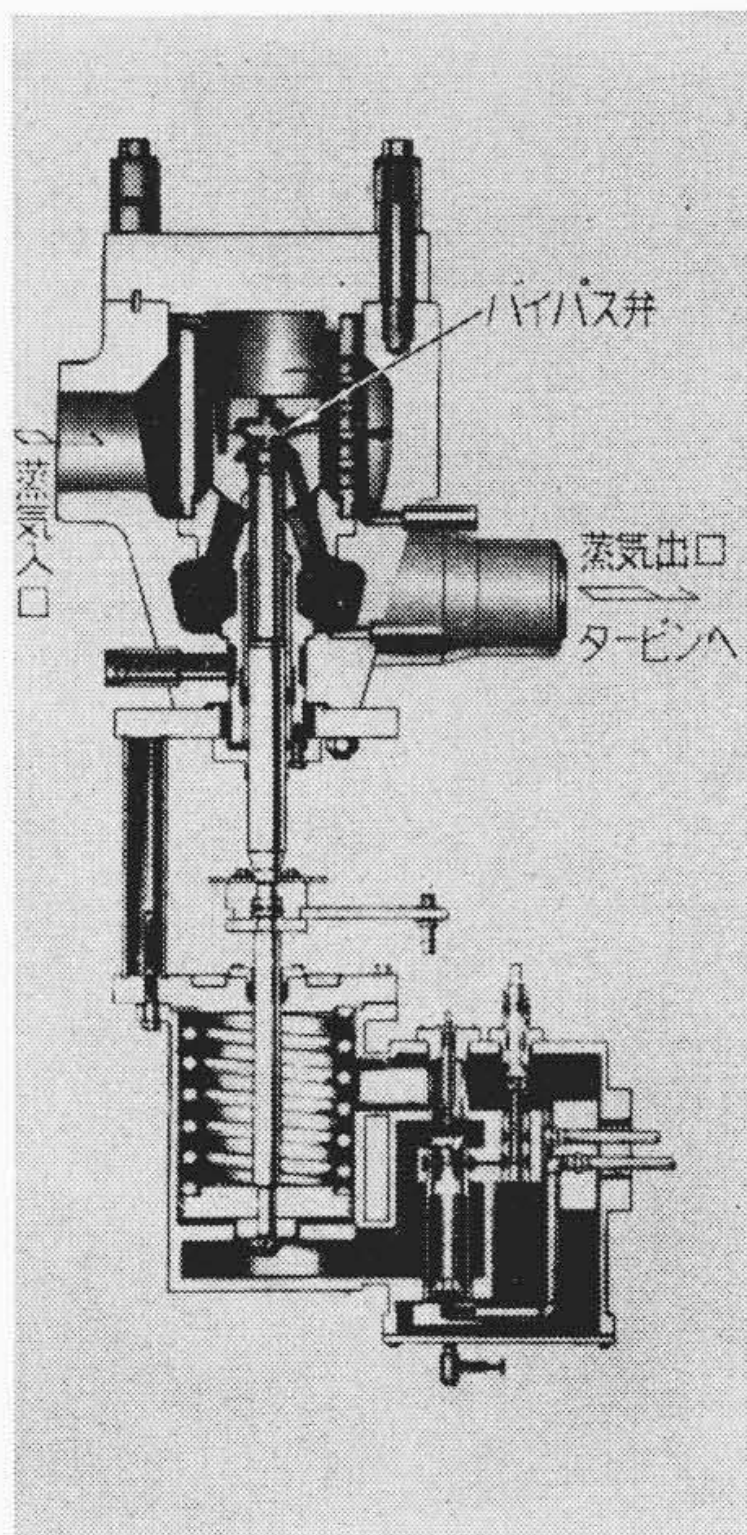
第9図のセパレートノズルボックスは主蒸気の入口部から初段落噴口部にかけての高温高圧蒸気作用部分に働く熱応力を緩和するために採用されたもので、4個の噴口群ごとに各分離独立し、しかも内部車室に対する取付部にて中心性を狂わせることなしに自由に熱膨張を逃し得る構造としたために、熱応力を減じかつ急速起動停止をいっそう容易としている。

中圧タービン排気室から両軸の低圧車室に連なる外側連絡管は両軸タービンの熱膨張および内圧による反力を十分に吸収し得る構造とし、あらゆる運転状態で車室に作用する反力を皆無にするよう計画している。

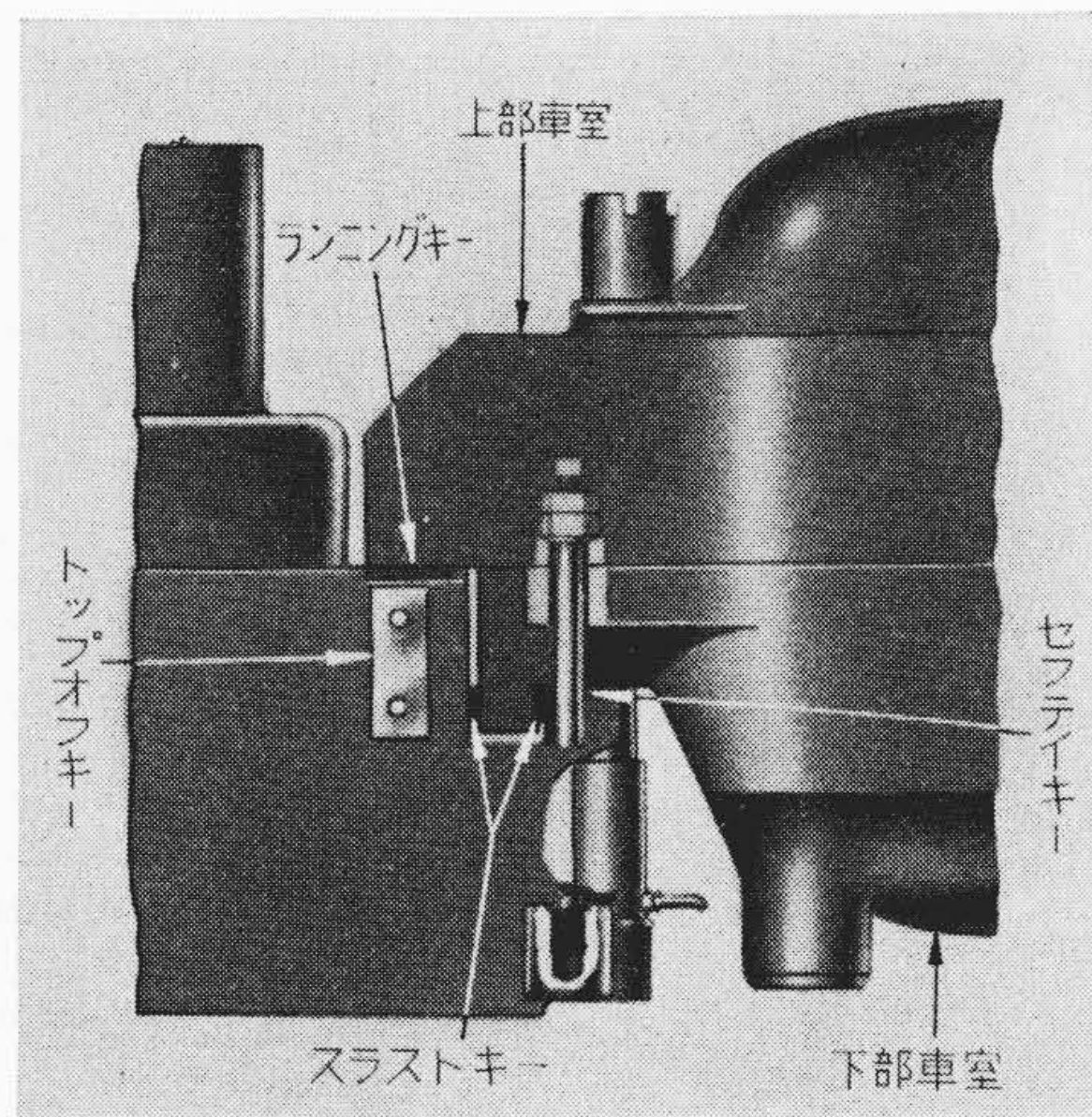
低圧車室も多くの実績を有する鋼板溶接で製作され、著しく重量軽減したコンパクトな設計としてある。

(3) 車 軸

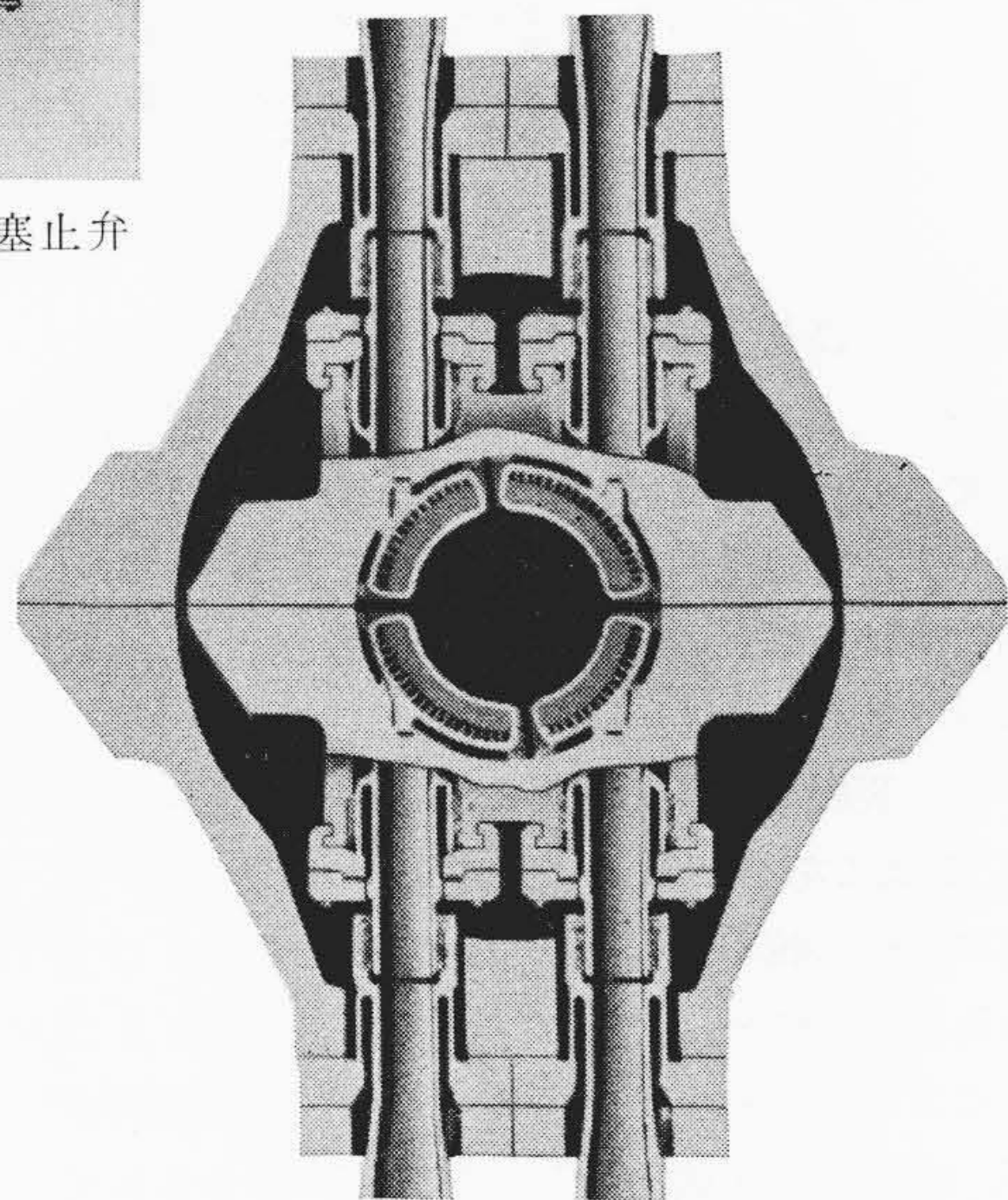
車軸は高圧中圧低圧ともに一体鍛造の削り出し形で、おのおの剛性継手で連結されているので、全長が短く剛性が大で振動に対してきわめて安定である。またタービン翼は流体力学的に最もすぐれた翼形が採用されている。翼長の長い低圧段落翼には三次元流れを考慮した特殊設計を採用し、各段落のシュラウドからの漏れ蒸気を最小にするための取りはずし可能なラジアルストリップを取り付け効率の向上を図っている。さらに最終段落翼には23インチ翼を4流に配備して十分な排気環帯面積を確保した。タービン軸パッキング系統は完全蒸気シール式で精度の高い衛帯蒸気調整機により



第7図 全周噴射用主塞止弁バイパス装置



第8図 車室センターラインサポート構造図



第9図 セパレートノズルボックス構造図

完全な自動化が達成されている。またスラスト軸受は負荷率の高い信頼性の高いテーパードランド形である。

なおタービン起動停止時に用いる軸回転装置は各タービン軸と発電機軸との間のカップリング上に設置しており、後述するように両軸の同期後一方のターニング装置にて両軸を回転させるに必要な容量を有している。

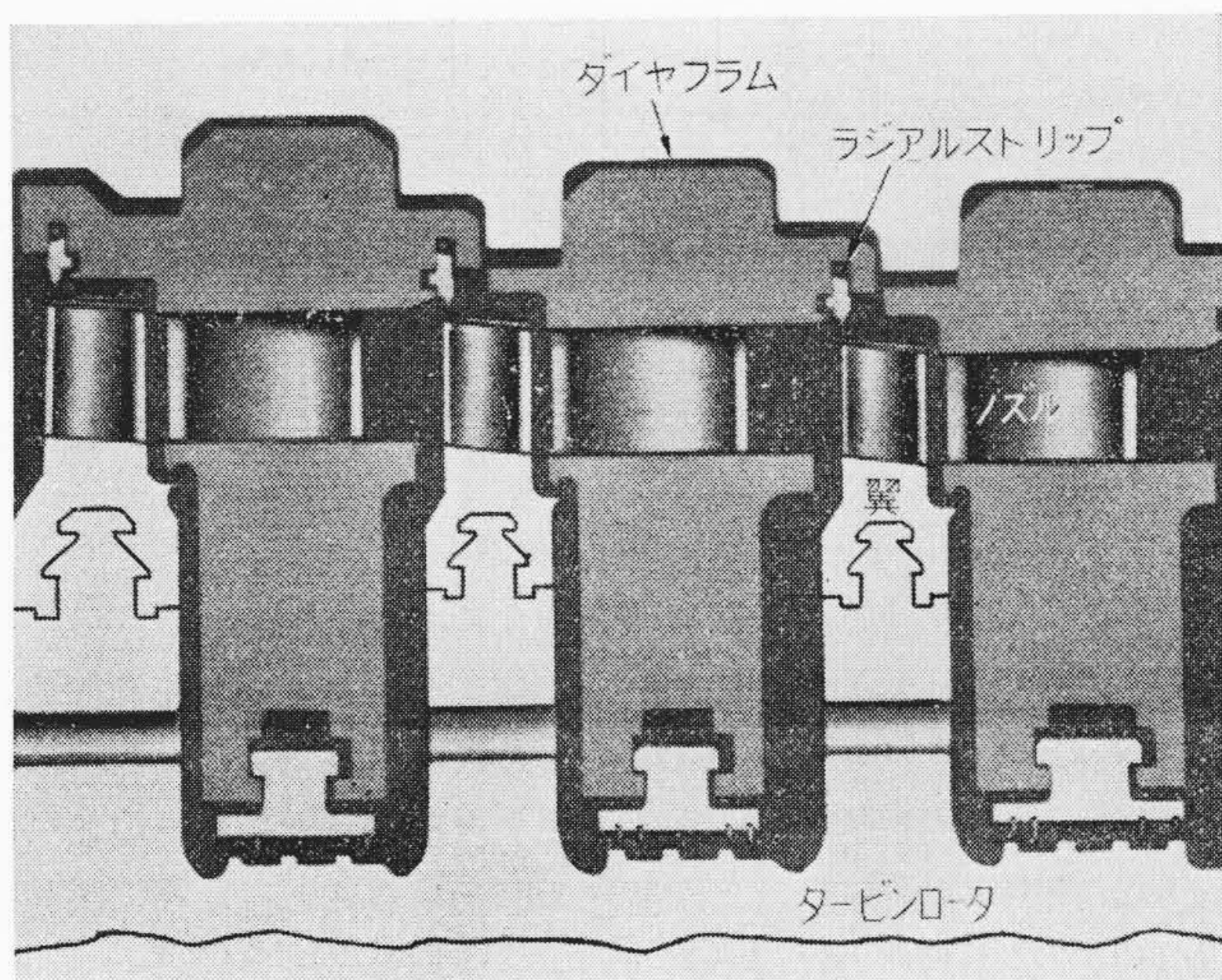
主要部材料には高温高圧の蒸気条件(160 kg/cm²g, 566/566℃)および高速回転に耐えかつ信頼性の高い材料を選定している。

5. 制御および運転

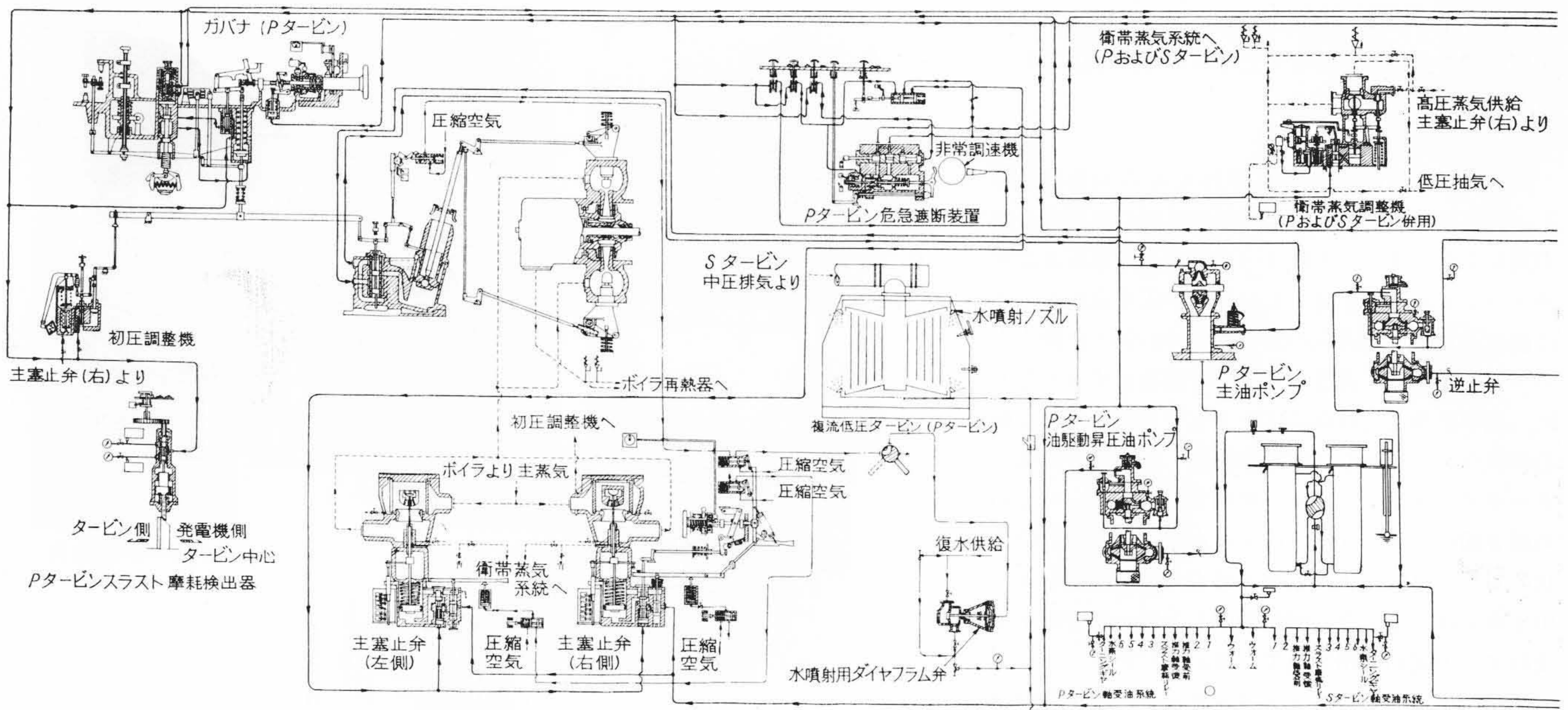
(1) 制御系統および保安装置

制御装置および保安装置の系統は第11図に示すように形成されており、本CC形タービンを種々の運転状態に応じて負荷ならびに回転数の制御を安全に行ない得るように計画されている。本図で明らかに制御系統作動用の高圧油を供給する遠心式主油ポンプは両軸タービンの軸端におのおの同一容量のものが設けられ、これをバックアップするブースタ油ポンプおよび交流電動機駆動補助油ポンプはそれぞれ一台ずつあり、高圧油系統は両タービン軸においてそれぞれ独立系となっている。ただし、ブースタ油ポンプを出た後の低圧潤滑油の系統は油冷却器入口部にて合流し一系統となっており、低圧潤滑系統のターニング油ポンプと非常用軸受油ポンプはTC形タービンと同様にそれぞれ一台で計画されている。

制御ならびに保安装置では従来のTC形標準再熱タービンに設けた機構をCC形の両軸に振り分けてある。すなわち主調速機、起動



第10図 ラジアルストップ組立図



第 11 図 制 御

負荷制限装置および初圧調整器などは一次タービン側にあり、プレエマーゼンシーガバナおよび真空低下遮断装置などが二次タービン側に設けられている。一方エマーゼンシーガバナ、危急遮断装置、バックアップガバナおよび推力軸受摩耗遮断装置などの保安装置は両軸にそれぞれ独立に設けられている。

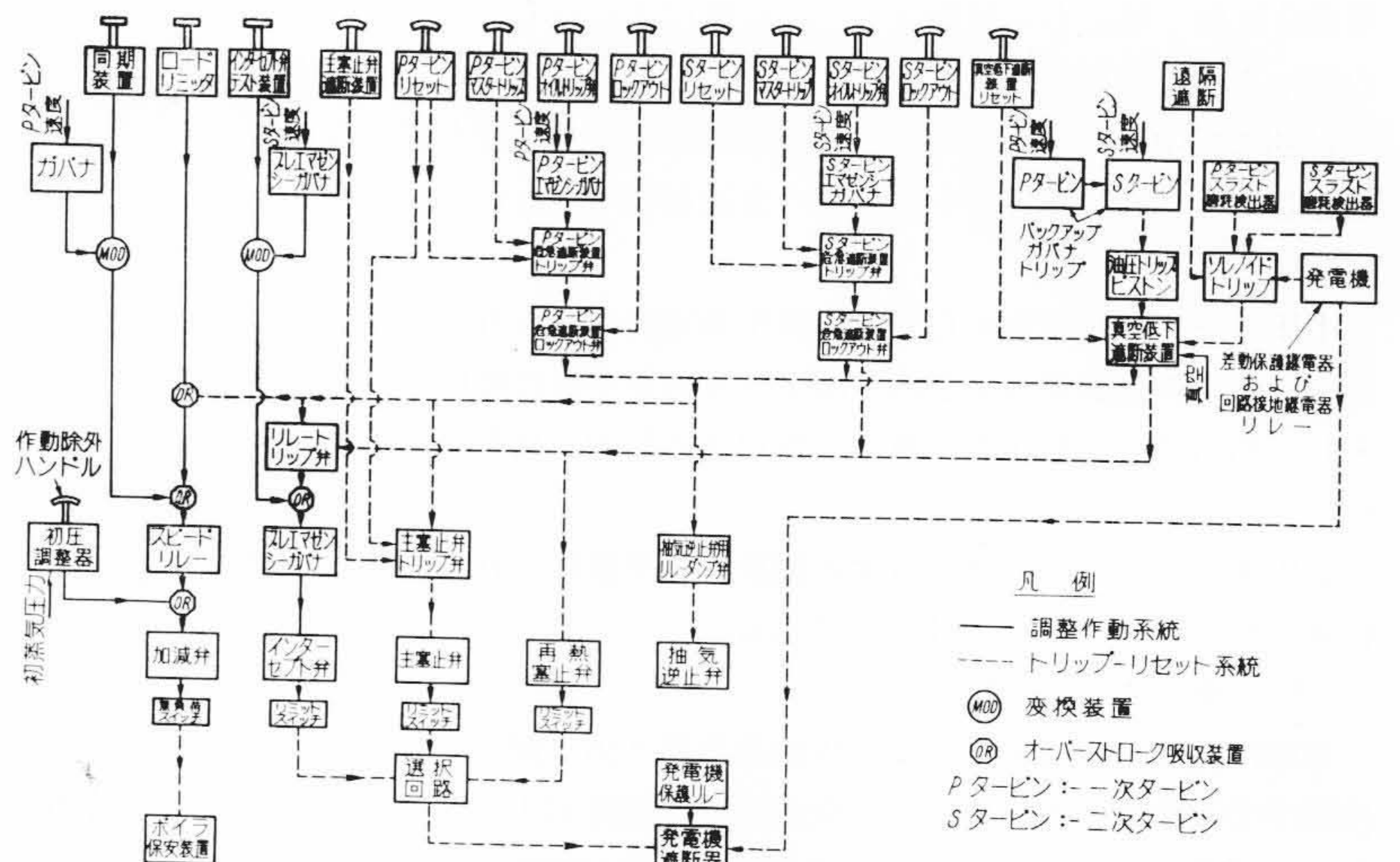
これらの制御装置および遮断系統をブロック線図で示したのが第 12 図であり、また危急遮断時の両軸のインターロック部の作動系統を示すのが第 13 図である。以上の図で明らかなように一次タービンは主調速機にて、二次タービンはプレエマーゼンシーガバナにて速度制御されているが、両軸は発電機を介して電氣的に結合されているため、常に同期運転されており、両軸の危急遮断装置系統およびバックアップガバナ同志はそれぞれ油系統で相互に関連されているので、どちらかのタービンのエマーゼンシーガバナまたはバックアップガバナが作動すると、他方のタービンの該当遮断装置が作動して、両タービンがいかなる非常時においても確実に作動遮断する制御系統を形成している。

(2) 加速度ガバナ

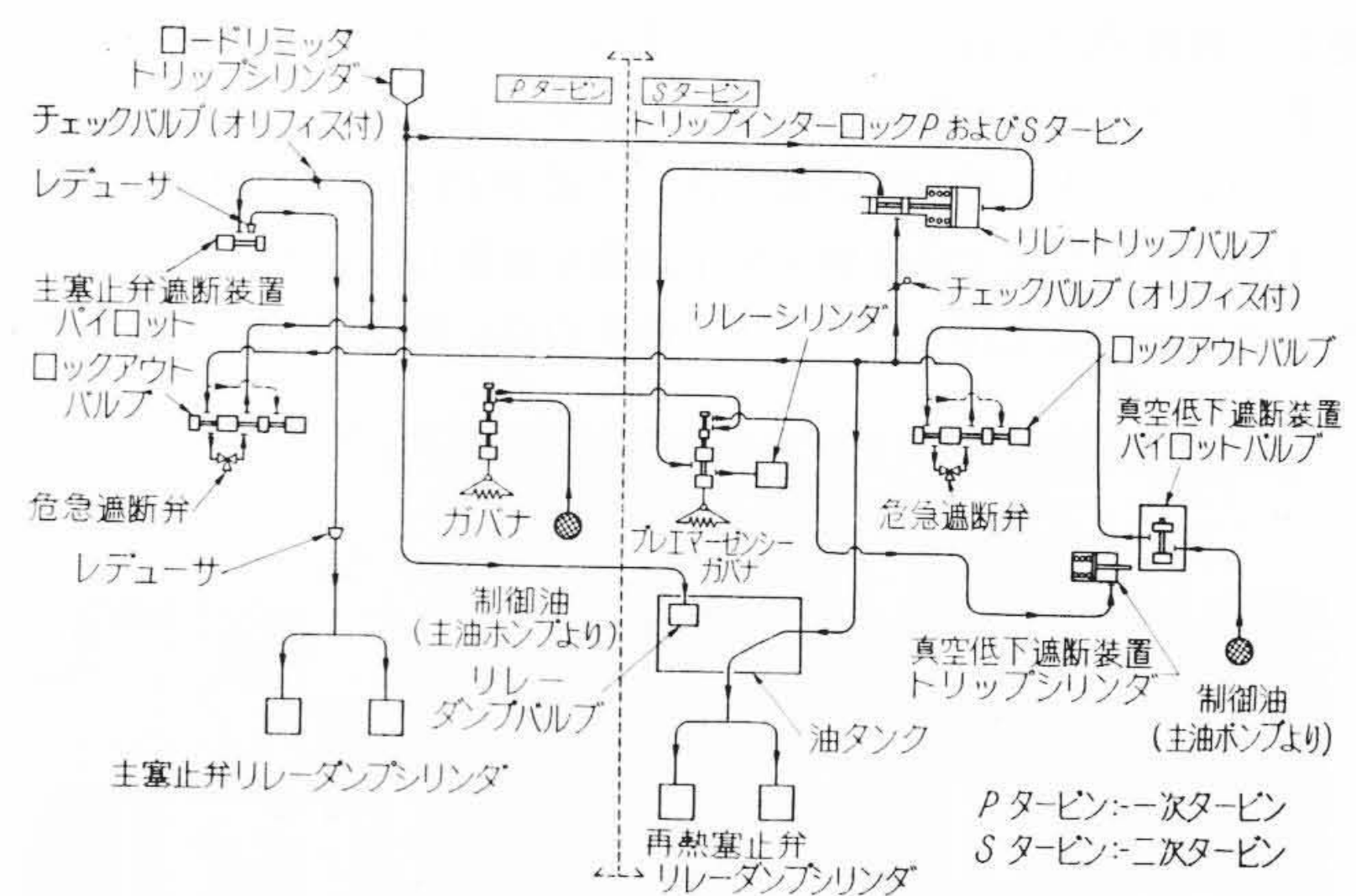
本タービン制御上のもう一つの特長としては、この種大容量タービンでは出力に比べてロータの GD^2 が小なるため、瞬時最大速度上昇率が増大する傾向を示すが、第 14 図はこのような危険を防止するために開発された加速度ガバナの系統を示すものであり、再熱蒸気量を制御するプレエマーゼンシーガバナからインターセプト弁にいたるレバー機構にダッシュポットを使用した加速度検出装置が設けられている。第 15 図にその作動機構を示す。プレエマーゼンシーガバナは単独では定格速度の 101% で速度上昇した時インターセプト弁を閉じ始め 105% で全閉するように計画されている。しかし加速度がある値を越えると加速度ダッシュポットが固定点として作用し、加速度リレーはインターセプト弁の閉鎖を助ける方向に動作するので、インターセプト弁は速度上昇率を急激にはるかに低い値に押えることができる。したがって瞬時最大速度上昇率は従来の形式のガバナでは約 109.3% となるものを、本タービン計画では 107.2% 程度に押さえ得る見込みである。

(3) クロスコンパウンドタービン発電機の運転

上述のような CC 形タービンの起動運転法について従来の TC 形



第 12 図 制御および遮断系統ブロック線図

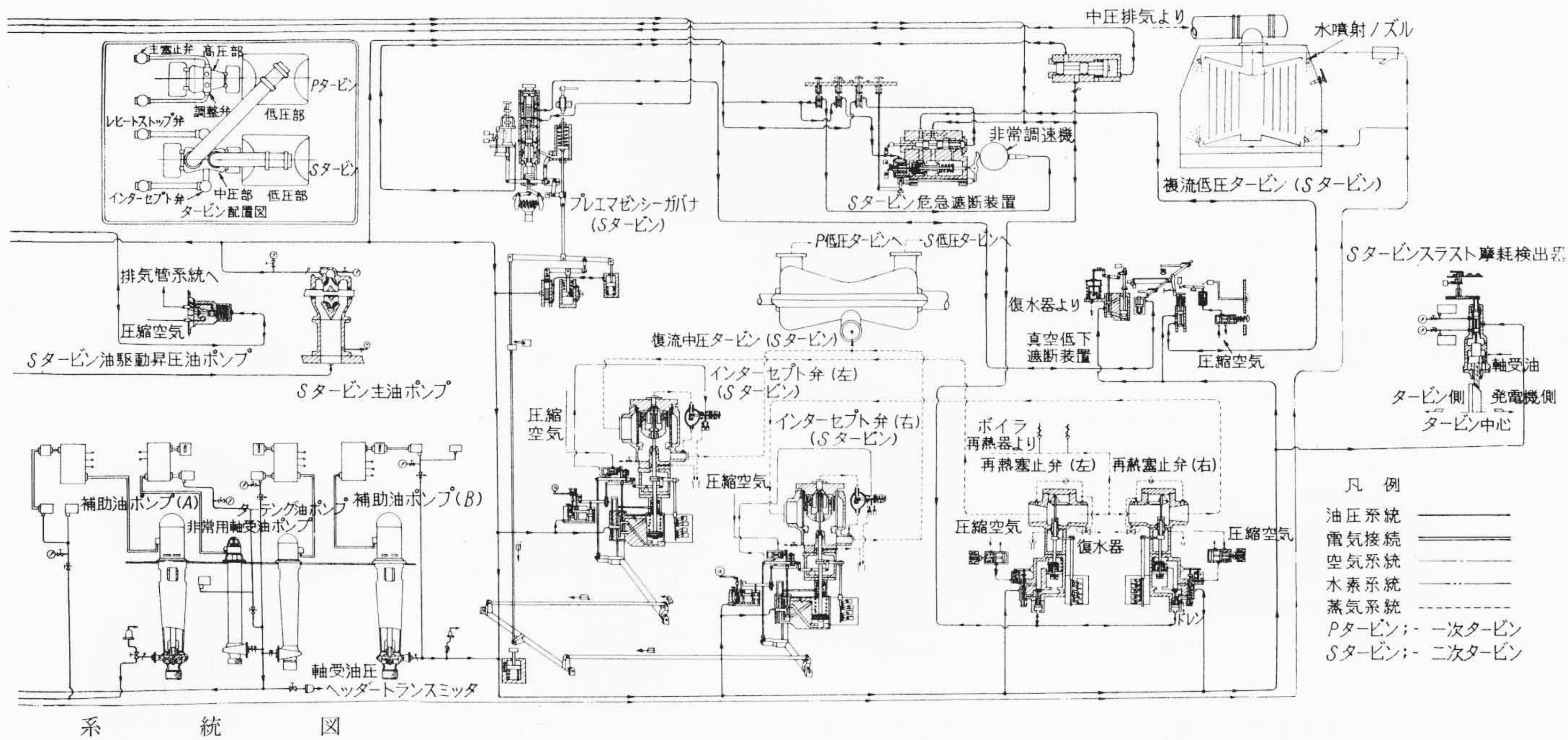


第 13 図 クロスコンパウンドタービン危急遮断時の両軸インターロック作動系統図

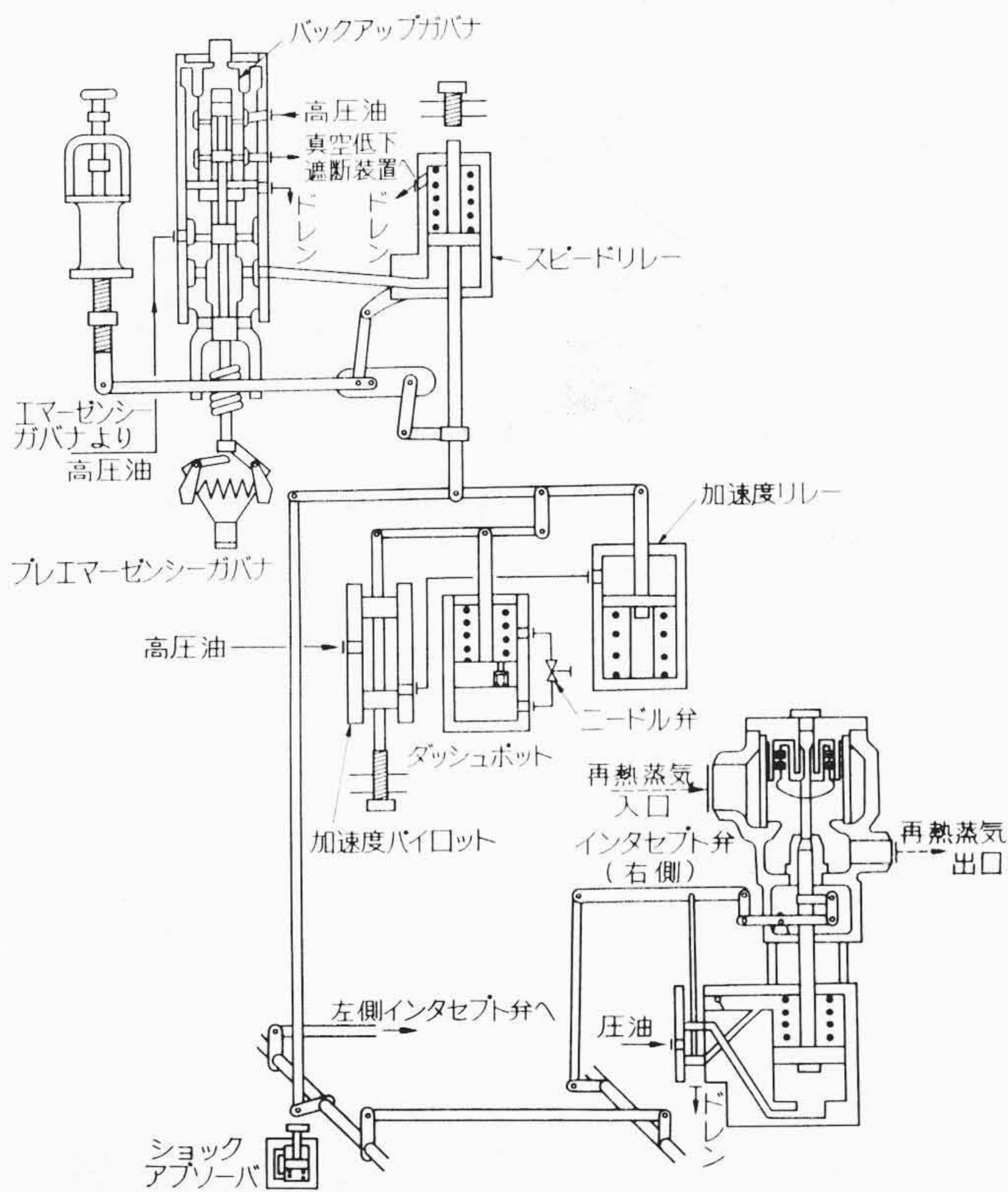
タービンと相違する点につき説明を加えておきたい。

本 CC 形タービンでは一次タービン側に速度および負荷制御装置が設けられており、起動時回転数上昇の際には蒸気流量が非常に少ないため、蒸気の熱膨張はほとんど第 1 段落で行なわれるので二次タービンの中圧以降はほぼ真空状態で回転することになり二次タービン自身では駆動能力は得られない。

したがって二次タービンの回転数を上昇させるには、一次タービ



系 統 図



第14図 加 速 度 ガ バ ナ 系 統 図

ンの発電機と同期接続し、モータリングすることによって行なわれる。

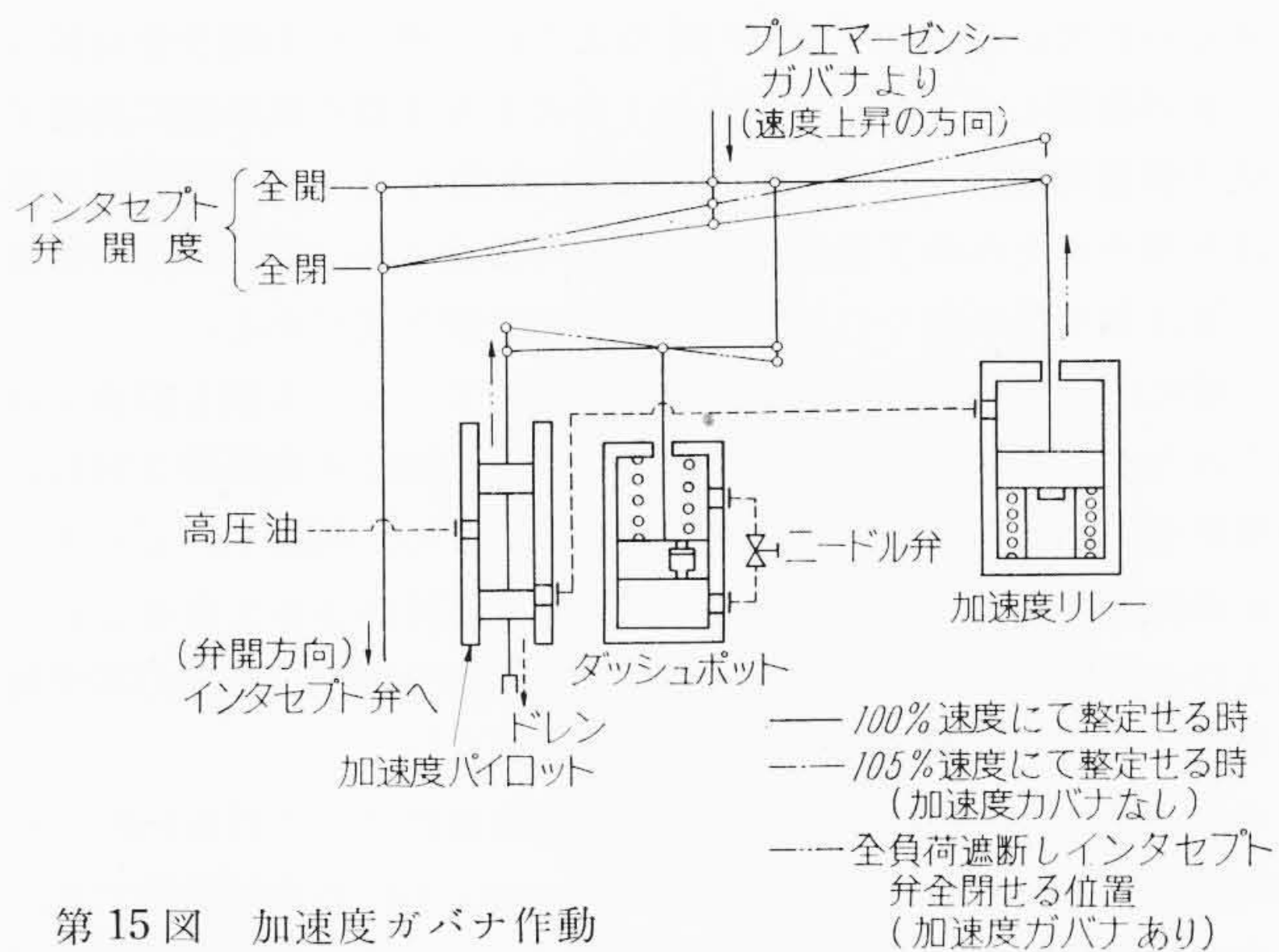
その両タービン発電機間の同期はターニング装置による低速回転（約2 rpm）において両発電機に励磁をかけることによってなされる。この両軸同期の手段を除けばタービン起動順序は通常のTC形タービンと全く同様である。

なお、両軸の発電機同期に際しての位相のずれを修正するための特殊監視計器として回転位相指示計をタービン起動盤に設けてある（その機能については後述する）。

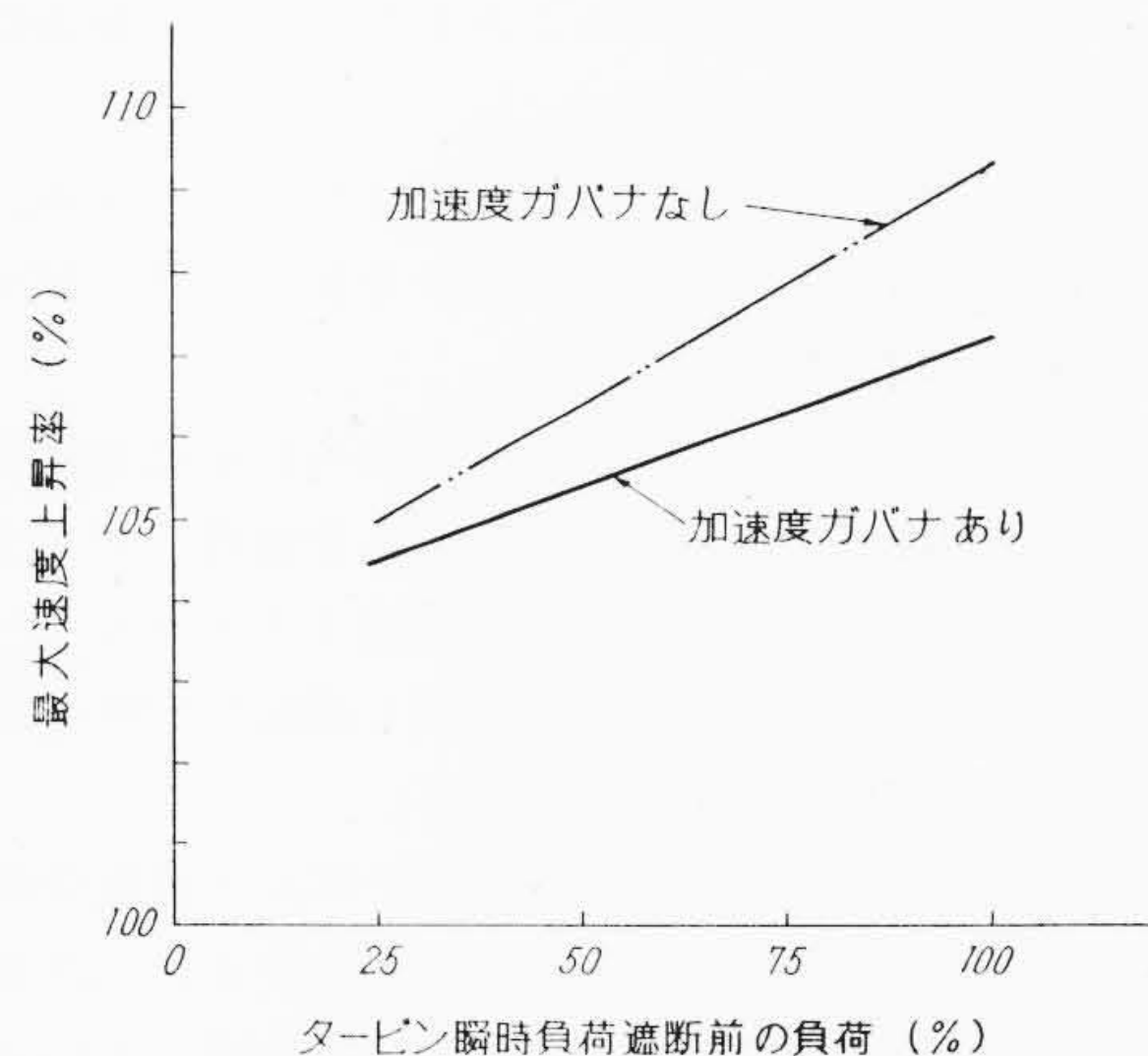
6. 発 電 機

6.1 発電機の特長

クロスコンパウンドタービンは、前述のように一次、二次とも同



第15図 加 速 度 ガ バ ナ 作 動 説 明 図

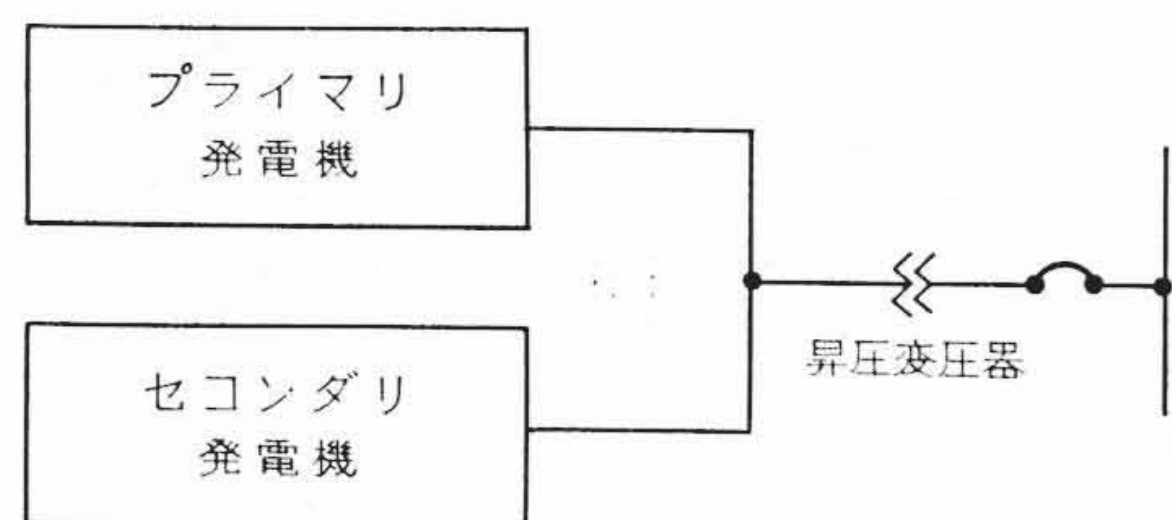


第16図 265,000 kW タービンの最大速度上昇率

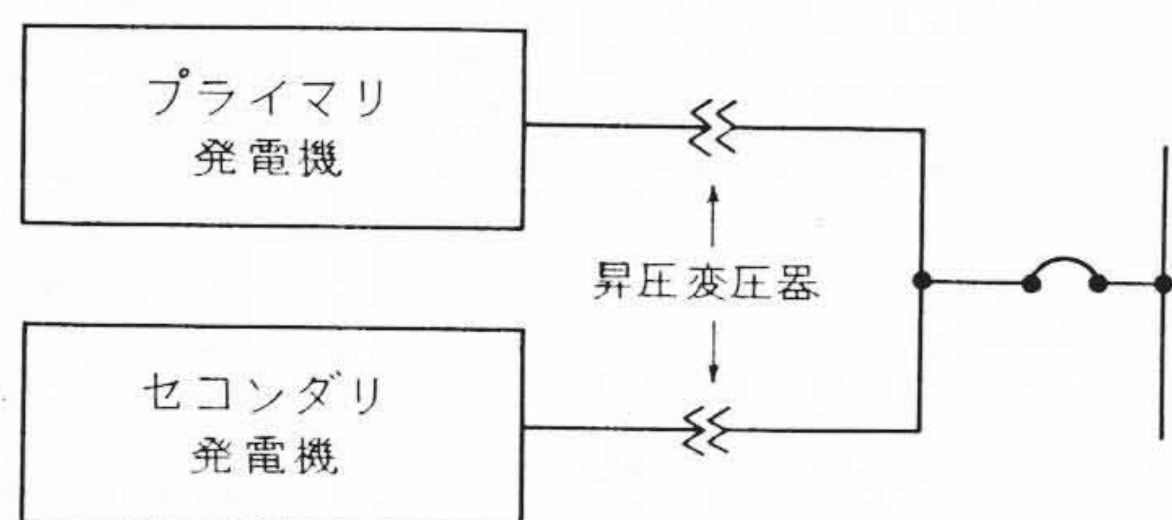
一出力、同一回転数で計画されたため、おのおのの軸に直結される発電機はまったく同一仕様、同一構造であり、単機出力は169,600 kVA（水素圧力2.0 kg/cm²gにて）である。発電機仕様については2.(1)を参照されたい。

クロスコンパウンドタービン発電機の最大の特長は、一次タービンと二次タービンが直列の蒸気回路を形成しており、またおのおのの軸に直結される発電機の出力端子は同一母線につながれ、並列運転することである。

クロスコンパウンドタービンは、一次タービンのみしか調速機構



第17図 低圧側接続方式



第18図 高圧側接続方式

を持たぬため、両軸の回転数が発電機の同期化力によって一定に維持されつつ、両タービンにはいる蒸気入力に応じた出力を分担している。

この場合2台の発電機の出力端子の接続方式は、次のように2通り考えられている。まず第17図のように2機の出力端子を直接母線で並列接続してしまい、それを1台の主変圧器の低圧側に接続する低圧側並列接続方式である。次に第18図のように2機の出力端子は直接それぞれの主変圧器の低圧側に接続され、2機の並列接続を主変圧器の高圧側で行なう高圧側並列接続方式がある。

一般に前者の低圧側接続方式が採用されており、本機も前者で計画されたが、その理由は、まず後者では2機間に主変圧器2台および低圧側、高圧側の長大な母線が介在するため、回路インピーダンスが必然的に前者より大きくなり、同期化電流が小さくなること、および主変圧器、母線のインピーダンスの不平衡による出力不平衡の問題があるが、前者にはそれらの心配がない。

また前者では一般に並列接続は相分離母線によって行なわれ、その間に遮断器などのない、いわゆる Strong tie 方式が採用でき、2機の並列接続の信頼度が非常に高いが、後者は一般に屋外で並列接続され、また遮断器が介在することもあるため、前者に比較し信頼度が劣るからである。

低圧側並列接続母線を含めた2機間のインピーダンス、特に抵抗は後述する低周波同期化力を増すため十分低く設計されている。

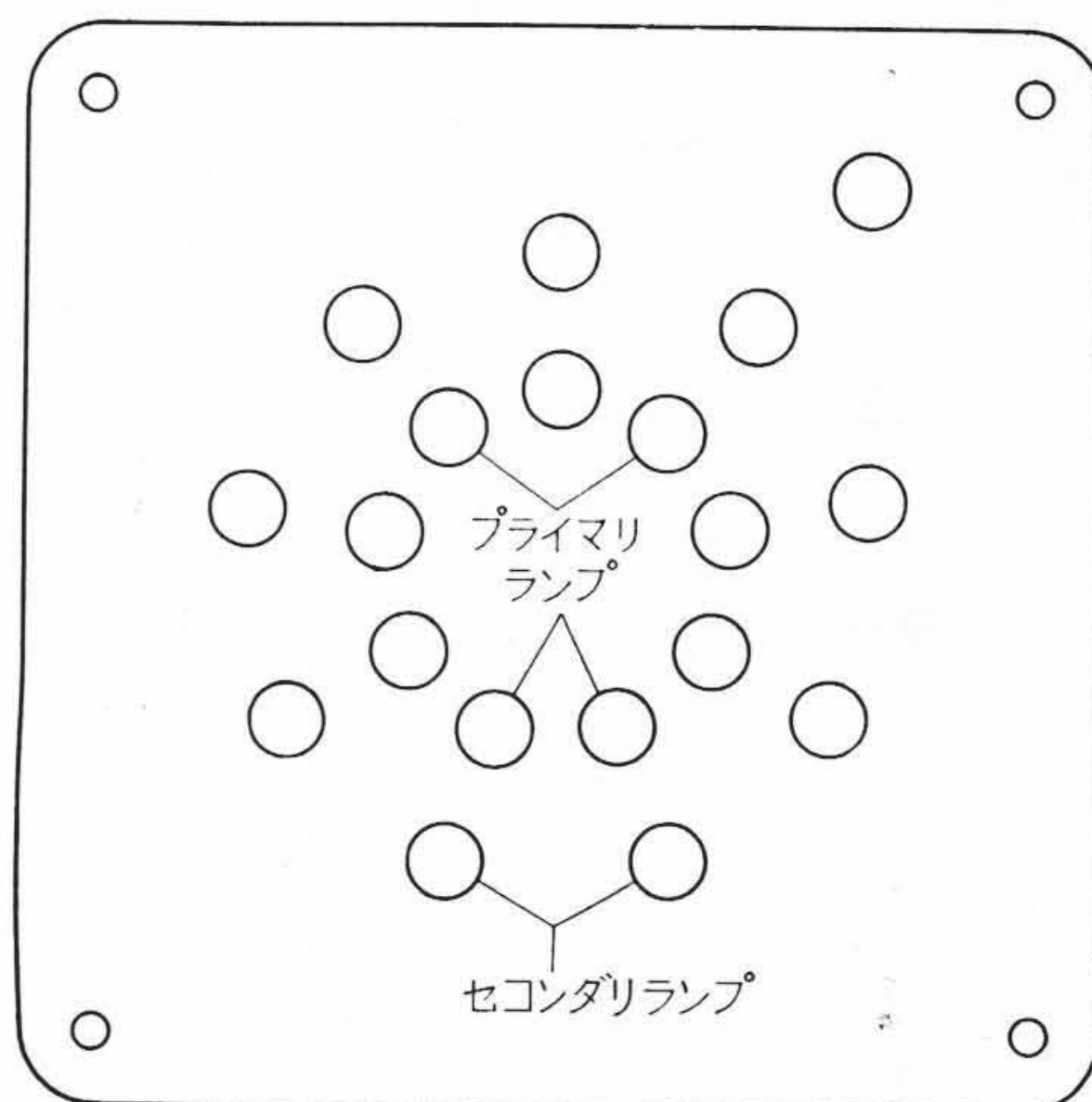
6.2 低周波同期

クロスコンパウンドタービンは、起動時の低圧低蒸気流量の時は一次タービンの初段翼で、蒸気エネルギーを消費してしまい、二次タービンに流入する蒸気はすでに軸を加速するエネルギーを持っていない。それゆえ2機のタービンを野放し運転し定格速度に達してから同期させようとしても不可能である。

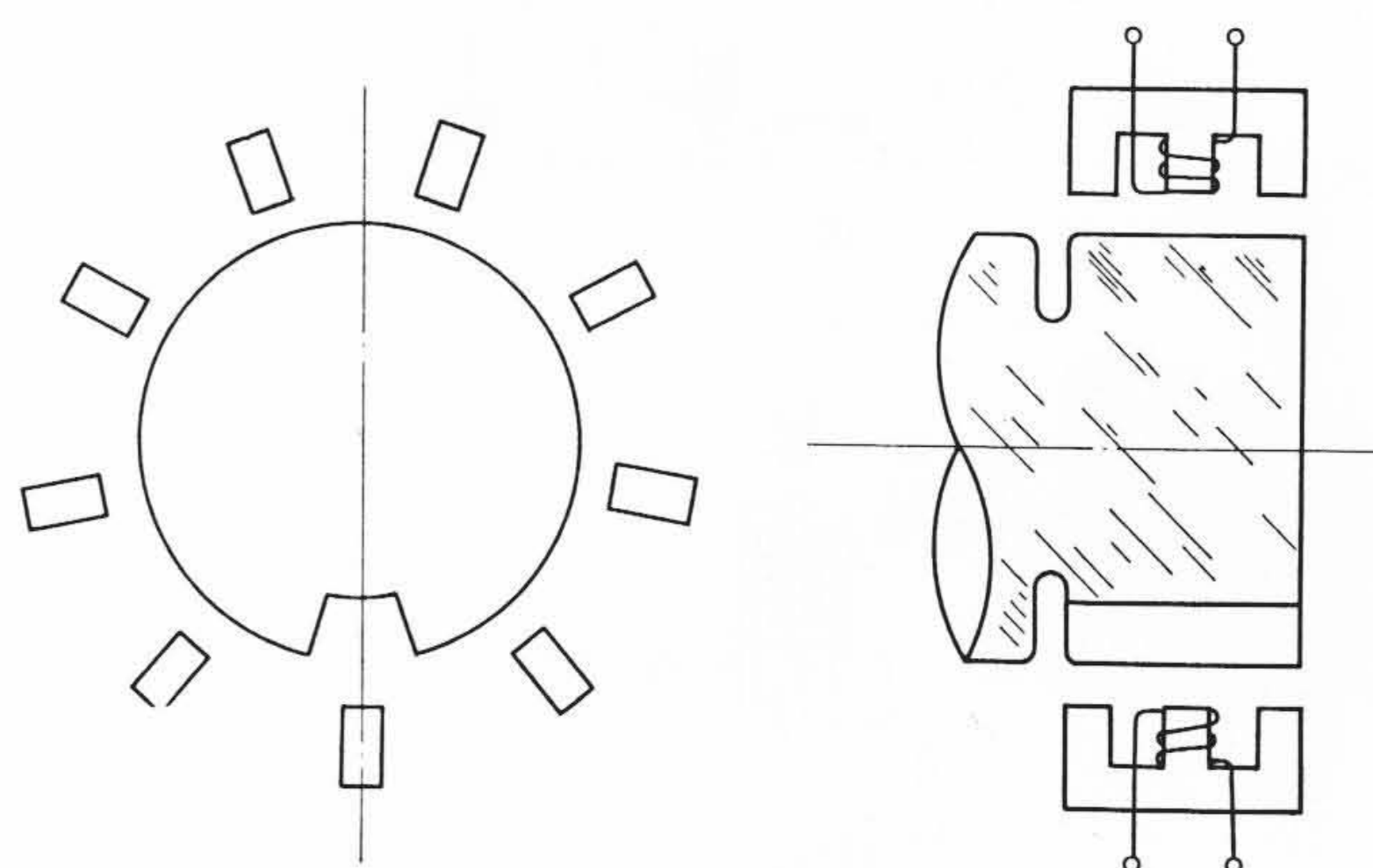
このため、2台のタービン発電機をターニング運転中に励磁を与え同期させ、一次セットは蒸気入力を電力に変え、二次発電機はその電力を受けモータリングして二次セットを加速していく。これを低周波同期またはターニング同期と呼んでいる。

ターニング速度は3 rpm と非常に低いため、ターニング速度における同期化力は非常に小さいので、2機間の位相がよく一致したとき励磁を与えなければ同期がとりにくい。それでシャフト回転指示装置が設けられ、これにより一次発電機と二次発電機のシャフト位相を合わせてから励磁を与え同期を確実にしている。

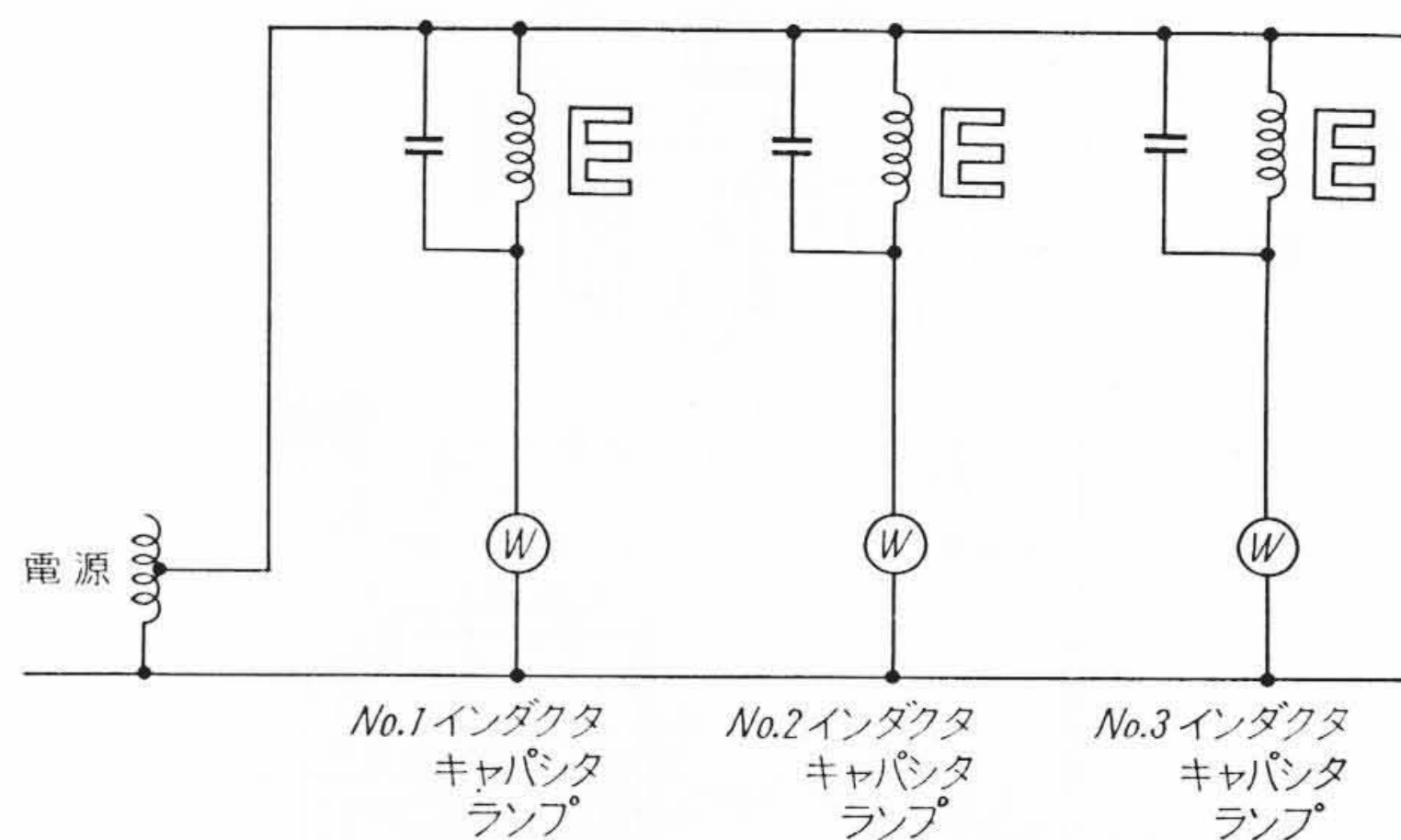
シャフト回転指示装置のトランスミッタは一次発電機および二次発電機のスリップリング側シャフト端部に各1個、回転指示計はタービン起動盤に取り付けられている。シャフト回転指示計は第19図に示すように、おのおの9個のパイロットランプが同心円上に配



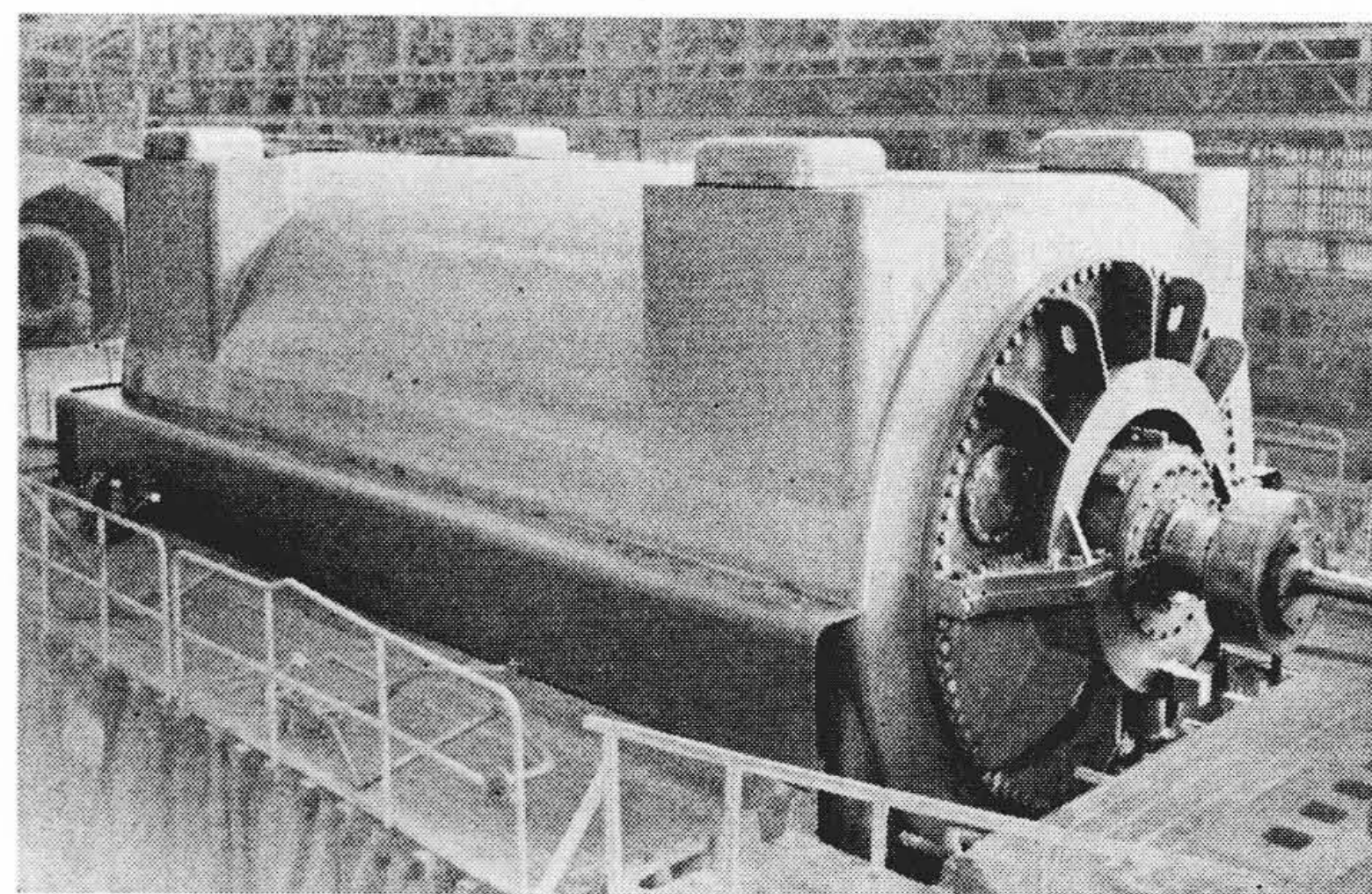
第19図 シャフト回転指示計



第20図 シャフト回転位相検出部

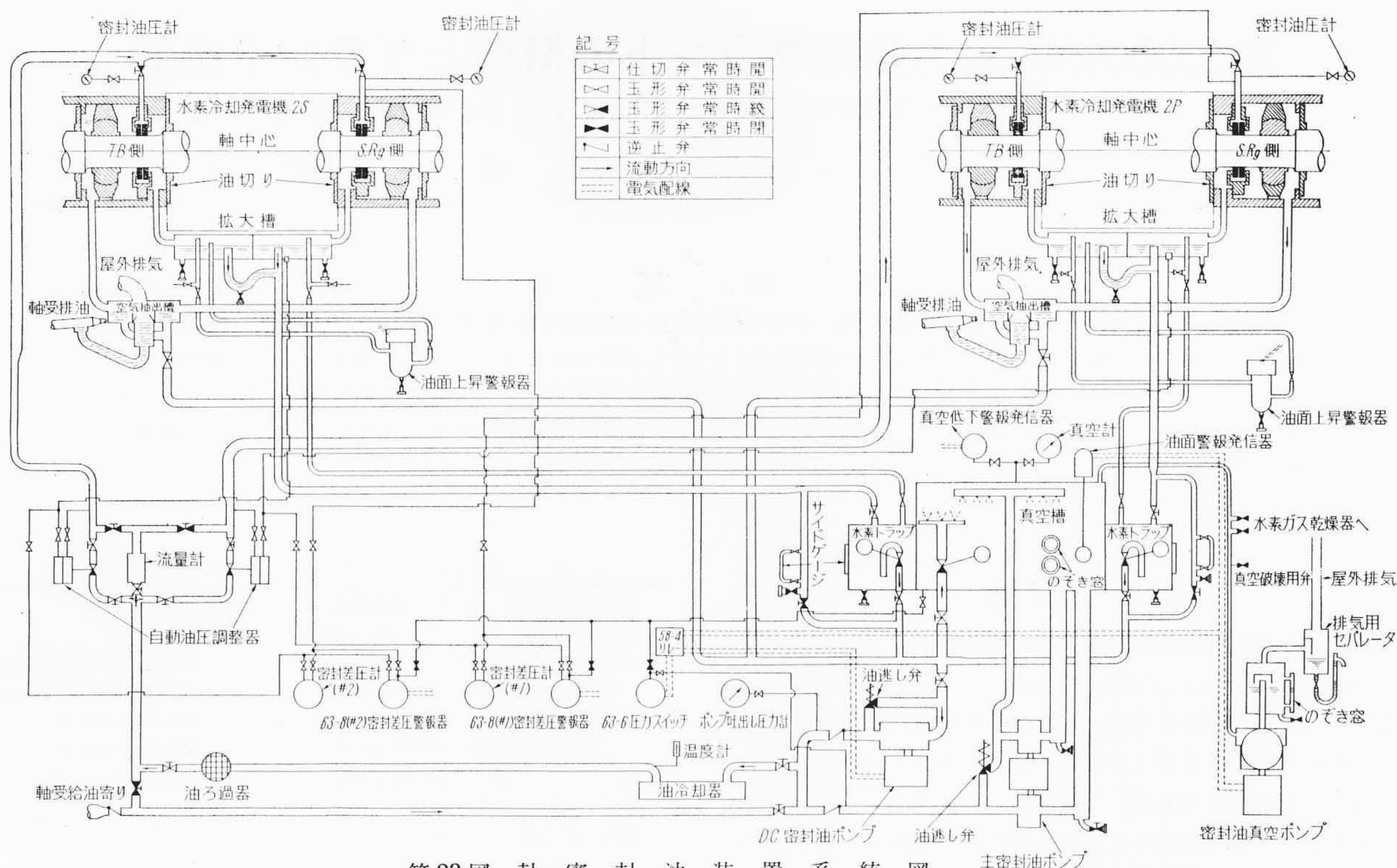


第21図 シャフト回転指示計の電気接続



第22図 工場試験中の 169,600 kVA タービン発電機

置されたもので、内側ランプは、一次機、外側ランプは二次機のシャフト位置を示すものである。トランスミッタは電源、ロータ端部に取り付けられたみぞ付きの回転円板を取りまいて配置された9個の固



第23図 軸密封油装置系統図

定インダクタから成っている。回転門板および固定インダクタは第20図のようなものである。第21図はトランスミッタと回転指示計の接続を示すものである。このシャフト回転指示装置の原理は次のとおりである。もし回転門板のみぞのない部分がインダクタポール面に来ると、インダクタのインピーダンスが増大し、ランプが点灯するために必要な電流が流れなくなる。次に回転門板のみぞが近づくと逆にインピーダンスが減少し、ランプが点灯する。インダクタに並列にコンデンサがはいっているが、これは高、低インピーダンス間のコントラストを大きくするためである。このようにしてシャフトの位相を、直結した回転門板のみぞの位置にしたがって明滅するランプの位置から確認するのである。一次機、二次機のロータ磁極中心におのこの回転門板のみぞを合わせておき、ランプ指示計を回転に合わせると、同心円上の同一位置のランプが点灯しながら回転している場合、両機のロータは同一位相にあることになる。ランプ指示計は200 rpm までしか有効でない。これはロータの速度が速くなると、ランプのフィラメントを加熱し発光させるに至らないうちに電流が減少するためである。しかし実際には200 rpm 以上でロータの位相をチェックする必要は起こらないから問題はない。

次にターニング同期の要領であるが、まず一次機、二次機をおのの単独にターニング運転に入れ、それから2台の別置励磁機を運転し励磁電流の大きさが、それぞれ一次機が無負荷定格励磁電流、二次機が無負荷定格電流の約85%になるようあらかじめセットしておく。次にシャフト回転指示計により両機の位相が一致したとき、界磁遮断器を投入し両機に同時に励磁を与える。両シャフトの位相の調整は、速度の早い軸のターニングモータの電源の点滅で行なう。実際には位相は厳密に一致せず20~30度ずれていても同期に入ることが確認されている。ここで励磁電流の大きさを一次機の方を若干大きくしているが、これはジェネレータリングする方をモータリングするものより励磁を増した方が同期化しやすいからである。ターニング同期完了後の昇速は、タービンの普通の昇速スケジュールにしたがってよい。

低周波同期の現象をつかむため、当社では75,000 MW タービン発電機2台により、工場で各種の試験を行ない、かつIBM電子計算

機により種々の条件に対する同期の安定性を解明し、低周波同期を容易にしかも信頼を持って行なう自信を得ている。

6.3 発電機の構造

クロスコンパウンド方式のため、発電機は容量的には記録的なものでなく、従来多数製作した160,000 kVA、50~機とほぼ同様である。ただし、ステータ鉄心に方向性ケイ素鋼板を使用し、一体構造ステータフレームを採用したので、性能がよくなると同時に大幅な重量低減、寸法縮小を行なうことができた。第22図は本機の工場試験時の全景を示したものである。また本機は、負荷および冷却水温に無関係に水素クーラ出口の冷ガス温度を一定値に保つよう冷却水量を自動制御しているが、これはガス温度が変化したために生ずる不具合を防ぐこと、ガス温度の異常低下によるシャフトのぜい性強度の低下を防ぐことおよび冷却水温低下時、水量をしばらく淡水ポンプの負荷を減じプラント効率を上げるのが目的である。

ガス置換装置および水素供給装置は2セット設置し、一次機、二次機にそれぞれ1セット使用するが、軸密封装置は第23図のように真空処理式で、軸密封ポンプ、真空油タンク、真空ポンプ、油冷却器は両機に共通になっており、コンパクトにまとめられている。

7. 結 言

以上265,000 kW 汽機の例によって、クロスコンパウンドタービン発電機の計画上の要点につき述べたが、この形式とほぼ同一の設計方式で最終段落翼を26インチとした時設計のCC4F形350,000 kW タービンも設計を完了しており、さらに大容量の超臨界圧500,000 kW 級のタービンについても鋭意設計計画を進めて、将来の高効率大容量汽機の製作に対し、いっそうの努力を傾注し電力業界の需要にこたえたいと願っている。

終わりに、本265,000 kW 機の完成に当たってご指導を賜った東京電力株式会社の関係者各位に深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) Robert L. Bartlett: Steam Turbine Performance and Economics
- (2) 桑野: 日立評論, 別-37, 6 (昭35-7)