

東北電力株式会社新潟火力発電所納

3,000 rpm 250,000 kW

国産最大タンデムコンパウンド再熱タービン

Of the 3000 rpm 250,000 kW Tandem Compound Reheat Turbine Delivered to
Niigata Thermal Power Station of the Tohoku Electric Power Co., Inc.

桑 野 幸 三*
Kôzô Kumeno

内 容 梗 概

本タービンは、さきに完成した 265,000 kW クロスコンパウンド 4 流排気形 (CC 4 F と略す) タービンのコンポーネントを使って、日立製作所の技術によって開発製品化したタンデムコンパウンド 4 流排気形 (TC 4 F と略す) 3,000 rpm 機で、火力発電事業における最初の国産設計技術による記録品である。

また、169 kg/cm²g/566°C/566°C という蒸気条件、50 c/s、250,000 kW タンデム形というタービン形式において、世界的記録品でもある。タービンの設計製作に当たっては、特に慎重を期し、問題点は日立研究所と協同して予備研究を併行して進めるとともに、計画の詳細についてアメリカゼネラルエレクトリック社と綿密な協同検討を行なって、改良に改良を加え、効率、経済性、信頼度、運転の弾力性などについて、いままでにないざん新な設計を取り入れ、このほど工場試運転を優秀な成績で完了した。

1. 緒 言

わが国の発電計画が、火主水従になってからすでに 5 年くらい経っており、その間に新鋭火力発電所用蒸気タービンは、出力、蒸気条件、効率など世界的水準に達し、運転実績も数多く計上されるようになってきた。しかしながら蒸気タービンの基本設計は、すべてアメリカの技術を、そのまま踏襲するという実情にあった。これはアメリカの火力発電技術が非常な進歩を遂げており、その試験ずみの設計製作技術を購入するほうが安全であるという技術的な理由が主であった。したがって、タービン製作者は、新形の輸入タービンをとおしてその設計、製作、据付、運転法などについてアメリカ技術を修得し、国産品に応用するよう心がけるとともに、輸入機の運転実績に基づいて、各種の改善を実施してきた。しかし新形機を独力で開発し、使用者側に十分納得して、新製品として使用してもらうまでにはいかなかった。それは新しい着想をそのまま実施に移すと、思わぬ失敗を招くことが、過去においてしばしばあったからである。日立製作所はかねてから新しいアイディアを実施するために、多額の費用を投下して、長期にわたる基礎研究と、テストプラントによる開発研究を重ね、使用者が安心して使える優秀なタービンを製作し、やがてわが国の火力発電技術について、日本独特の道を開拓して行く時期がくるのを切望していた。こうしたとき、業界注目の中で、国産技術による本タービンを受注し、完成したことは、今までの長い間の外国依存を脱却して、国産技術に対する使用者側と製作者側との協力、理解を深め、採用という転換期を迎えたのである。

日立製作所は、昭和 34 年 6 月東北電力仙台火力発電所納め、3,000 rpm、175,000 kW タンデム機をはじめて完成し、その後現在までに同形機を 5 台完成し、タンデム機に対して十分な自信を得た。昭和 37 年 11 月には東京電力株式会社五井火力発電所納め 3,000/3,000 rpm、265,000 kW クロスコンパウンド機を完成し、これにより大容量タービンコンポーネント設計製作に実績を蓄積した。これらの経験を土台として今回 3,000 rpm、250,000 kW タンデム機を完成した。蒸気条件は 169 kg/cm²g/566°C/566°C で、特に再熱蒸気温度が 566°C になっており、そのため中圧タービン部を高圧タービン部から分離独立させた。高圧、中圧、低圧、低圧と配置して、4 車室 4

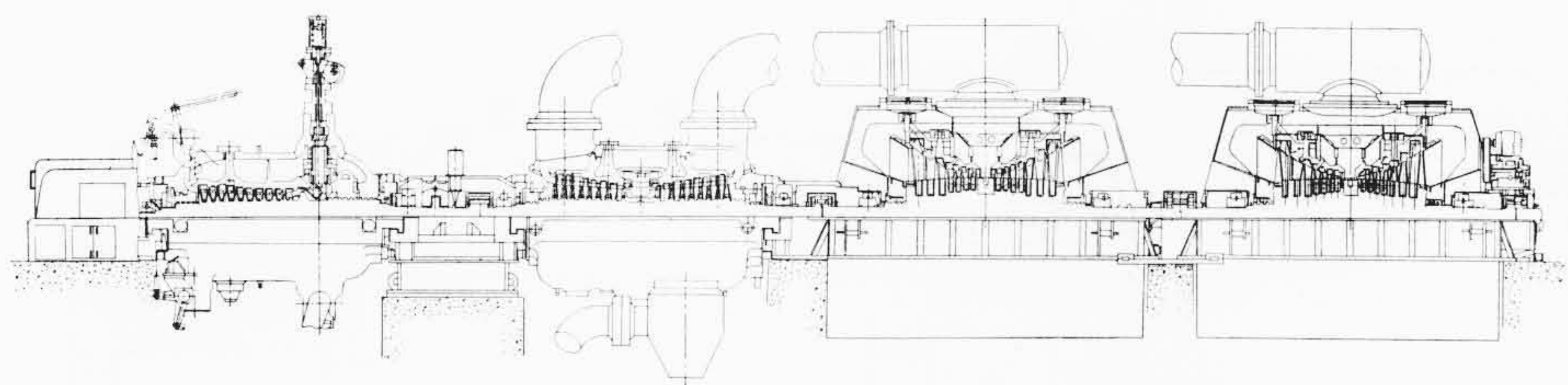
流排気形とし、最終段落に 23 in 翼を採用した。以下蒸気条件とタービン形式の選定、経済比較、信頼度、設計上の特色、運転の弾力性など、計画の特長について述べる。

2. タービンの計画主要目

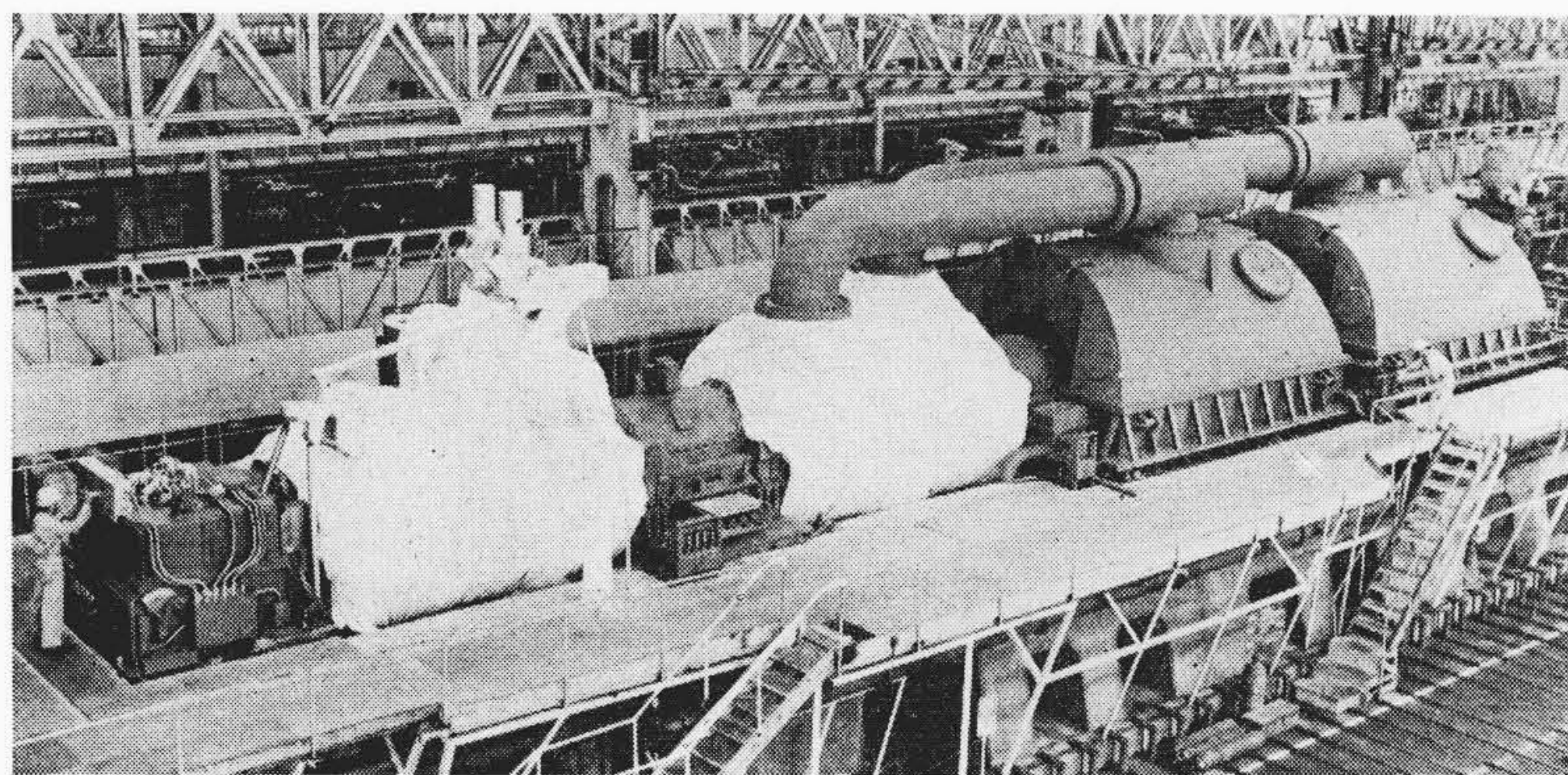
形 式	くし形衝動再熱式 4 車室 4 流排気形 (タンデムコンパウンド), TC 4 F
定 格 出 力 (発 電 機 端)	250,000 kW
回 転 数	3,000 rpm
蒸 気 条 件	
主 蒸 気 圧 力 (主 塞 止 弁 前)	169 kg/cm ² g
主 蒸 気 温 度 (主 塞 止 弁 前)	566°C
再 熱 蒸 気 温 度 (再 熱 塞 止 弁 前)	566°C
排 気 圧 力	728 mmHg
抽 気 段 数	8 (ただし主タービンからの抽気は 5)
最 終 給 水 温 度 (定 格 出 力 時)	274.3°C
タービン段落数	
高 圧 ター ビ ン	11 段
中 圧 ター ビ ン	8 段複流
低 圧 ター ビ ン	8 段 4 流
最 終 段 翼 有 効 長	584.2 mm (23 in)
ボイラ給水ポンプ駆動方式	背圧タービン (主タービン高圧排気からの蒸気にて駆動)
タービン全長 (発電機側カップリング端まで)	26,084.9 mm
調 速 装 置	加速度リレー付
主 塞 止 弁	254 mm 口径 × 2 個
加 減 弁	4 個
再 熱 塞 止 弁	473 mm 口径 × 2 個
中 間 阻 止 弁	508 mm 口径 × 2 個

主塞止弁の 1 個は全周噴射起動装置付となっている。第 1 図はタービン断面図、第 2 図は工場試運転中のタービン外観を示す。振動はきわめて小さく、タービン各部の熱膨張収縮が非常になめらかで安定しており、調速装置は高感度でしかも安定性よく、きわめて優秀な成績を示した。

* 日立製作所日立工場



第1図 3,000 rpm 250,000 kW TC 4 F-23 4車室再熱タービン断面図



第2図 工場試運転中の 250,000 kW タービン

3. 蒸気条件とタービン形式

566°C/566°C の蒸気条件、250,000 kW の定格出力においては、一般にタービンの形式として、次の八つがあげられる。

	形式	最終段翼長(in)	環帯面積 (ft ²)	車室数
(1)	TC 3 F	26	155.8	3
(2)	TC 3 F	26	155.8	4
(3)	TC 4 F	26	207.7	3
(4)	TC 4 F	26	207.7	4
(5)	TC 4 F	23	145.5	3
(6)	TC 4 F	23	145.5	4
(7)	CC 4 F	26	207.7	4
(8)	CC 4 F	23	145.5	4

本機は第3号機にあたる増設であり、既設2機がいずれもTC形である。建屋、基礎、クレーンスパンなどを十分検討した結果、CC形よりも有利なTC形を採用した。次にタービン形式上重要な車室の数の選択であるが、これは再熱蒸気温度が566°Cになっているので、後述の理由により、4車室の方が3車室に比べて信頼性が高く、運転に弾力性があり、無難な設計であるということからこれを採用した。したがって、上述(1)から(8)の中、4車室どうしてタンデム機を比較すると、第1表に示すように現在の設計技術からすれば、TC 4 F-23 4車室が最も送電原価が有利となった。

3.1 3車室形と4車室形の比較

タンデムコンパウンド4流排気、すなわち低圧タービン部を2個有するタンデム機において、高中圧タービン部が一体となった“3車室形”と、高中圧タービン部がそれぞれ別個のコンポーネントを有する“4車室形”の二つの形式が存在する。この使いわけは次のとおりになる。

(1) 再熱蒸気温度による使いわけ

(a) 高中圧を一体にした3車室形は、高中圧タービン部の軸

第1表 タービン形式と経済性

タービン形式	車室数	送電原価有利順位
TC 4 F-23	4	1
TC 3 F-26	4	2
TC 4 F-26	4	3

受スパンに、振動、伸び差しからくる寸法の制限を受け、熱力学的に十分な段落数をもうけることが困難となり、いきおい段落数を減少せざるを得なくなって、効率の低下をまねく結果となる。再熱蒸気温度が566°C以上になると、ますますこの低下は大きくなる。

(b) ところが566°C/538°Cのように

に、再熱蒸気温度が538°Cまたはそれ以下の場合には、中圧外部車室の再熱蒸気入口部の熱応力が比較的小さくなるので、設計が簡単になり、3車室構造にしても段落数を犠牲にする必要がない。この蒸気条件の場合には、むしろ3車室の方が4車室に比べて経済性がある。

(c) 566°C/566°Cのように再熱蒸気温度が566°Cになると、再熱蒸気入口部の外部車室が、直接566°Cの蒸気に接触するような設計にすると、熱応力が著しく高くなって望ましくない。したがって、3車室構造にする場合には、主蒸気入口部と同じ構造、すなわち再熱外部車室から内部車室を貫通する蒸気導入管を必要とする。第3図はその状態を示す。こうすると、高中

圧タービンの軸受スパンが大になり、振動的に不安定になり、かつ伸び差も増大するので運転の弾力性に乏しくなる。それらを避けるため、段落数を減少させて効率を犠牲にする。4車室形にすれば、高中圧タービンが全く別個になるので、段落数を自由に設計することができて、効率を最高にし、運転を非常に弾力的なものにすることができる。この蒸気条件の場合には、現在の設計技術では、4車室の方が有利である。

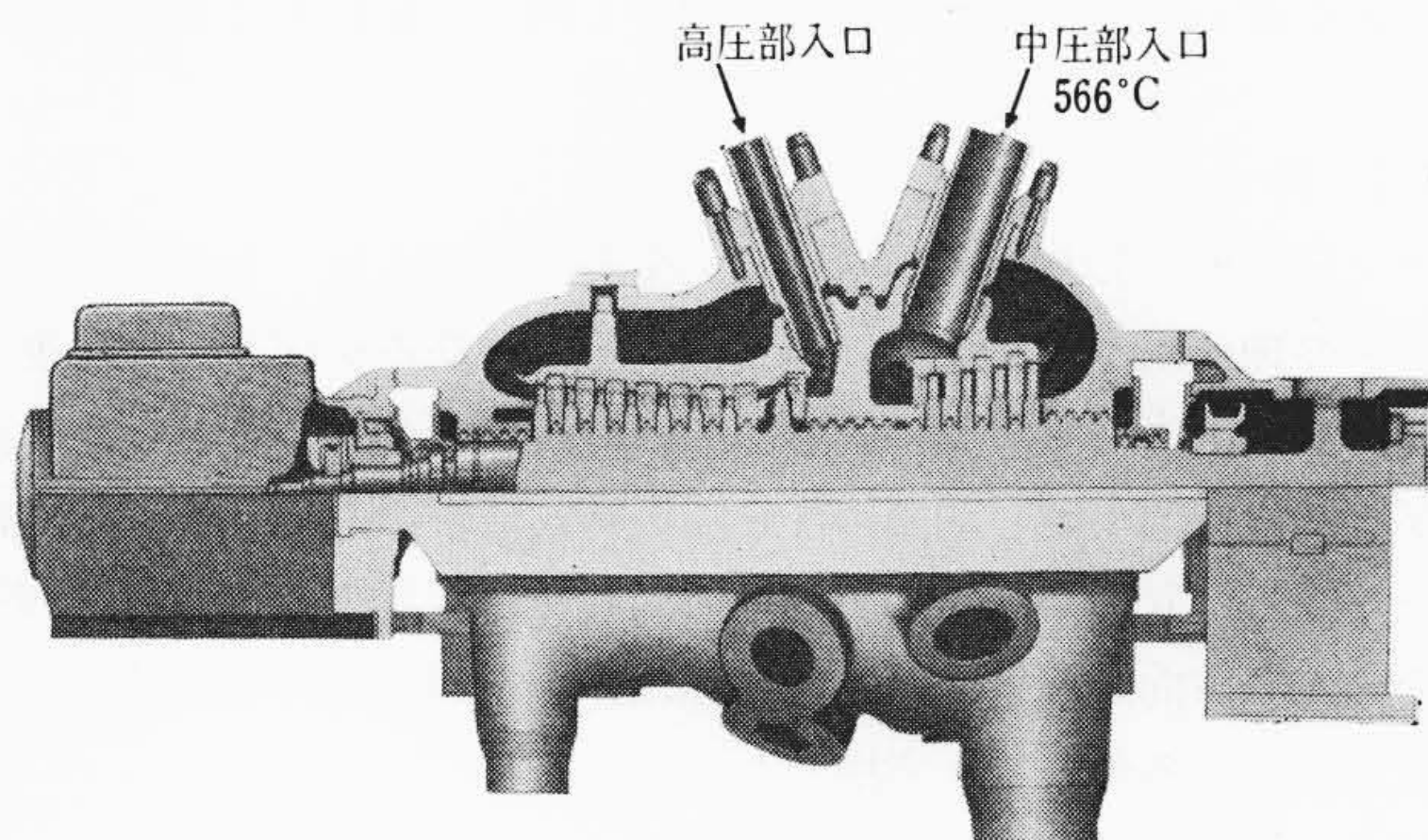
(2) 出力による使いわけ

中圧タービンを通る蒸気の容積流量の大小によって、中圧部を単流にするか、複流にするかをきめるのが基本的な考え方である。したがって結果的に、3車室形か4車室形かに使いわけされる。現在の設計水準からいえば、定格出力400,000 kWまでは3車室形、それ以上は4車室形の構造が経済的である。

(3) タービン形式の具体例

実際の設計に当たっては、上述の(1)および(2)の両方を同時に考慮してきめることになり、その具体例をあげると次のようになる。

(a) 関西電力株式会社堺港第1号機 3,600 rpm, 250,000 kW, 169 kg/cm²g/566°C/538°C, TC 4 F-26, 3車室形、これは再熱蒸気温度が538°Cで、定格出力が250,000 kWなので、3車室形が有利である。



第3図 再熱蒸気温度が566°Cの場合の中圧車室蒸気入口部構造図

第2表 蒸気条件と経済性

蒸気条件	169 atg/ 566℃/566℃	169 atg/ 566℃/538℃	169 atg/ 538℃/538℃
タービン形式	TC 4 F-23	TC 4 F-23	TC 4 F-23
車室数	4	3	3
効 率	Base	-0.68%	-1.36%
送電原価有利順位	1	2	3

(b) 中部電力株式会社尾鷲第1および2号機 3,600 rpm, 375,000 kW, 169 kg/cm²g/566℃/538℃, TC 4 F-30, 3車室形, これも再熱蒸気温度が538℃で, 定格出力が375,000 kWなので, 3車室形が有利である。

(c) 本タービン 3,000 rpm, 250,000 kW, 169 kg/cm²g/566℃/566℃, TC 4 F-23, 4車室形, これを定格出力からのみえば, 3車室形で設計できるのであるが, 再熱蒸気温度が566℃のため, 前述(1)(c)の理由により, 4車室が有利になる。かつ本機の設計当初においては, 3,000 rpm, 250,000 kW 級タンデム機で運転実績のでていた発電所は, フランスを除く世界のどこにもなく, そのフランスのものでさえ実績はきわめて乏しい状態であった。本機は, わが国最初の国産技術による大容量タンデム機であるため, その熱効率と運転の信頼度を著しく高める意味もあって, 製作実績のあるコンポーネントを使った4車室形の採用に踏み切ったのである。

3.2 蒸気条件を変えた場合のタービン形式

蒸気条件が169 kg/cm²g/566℃/566℃の場合には, TC 4 F-23, 4車室形が最も有利であったが, この温度条件が, 566℃/538℃および538/538℃に変わった場合には, タービン構造が大きく変化し, TC 4 F-23, 3車室形となる。そうした場合, これらの経済比較を検討してみると第2表に示すようになる。

第1表および第2表から結論づければ, 250,000 kW 定格出力の計画に対しては, 蒸気条件は169 kg/cm²g/566℃/566℃, タービン形式はTC 4 F-23, 4車室構造の組み合わせが最も経済的でかつ信頼度が高いといえることができる。

4. タービン設計上の特色

タービン全長が26 m というように長くなると, 設計上種々な問題点に出会い, いろいろな運転条件を考慮して, それらの問題点を完全に解決しておかなければならない。以下そのおもなものについて述べる。

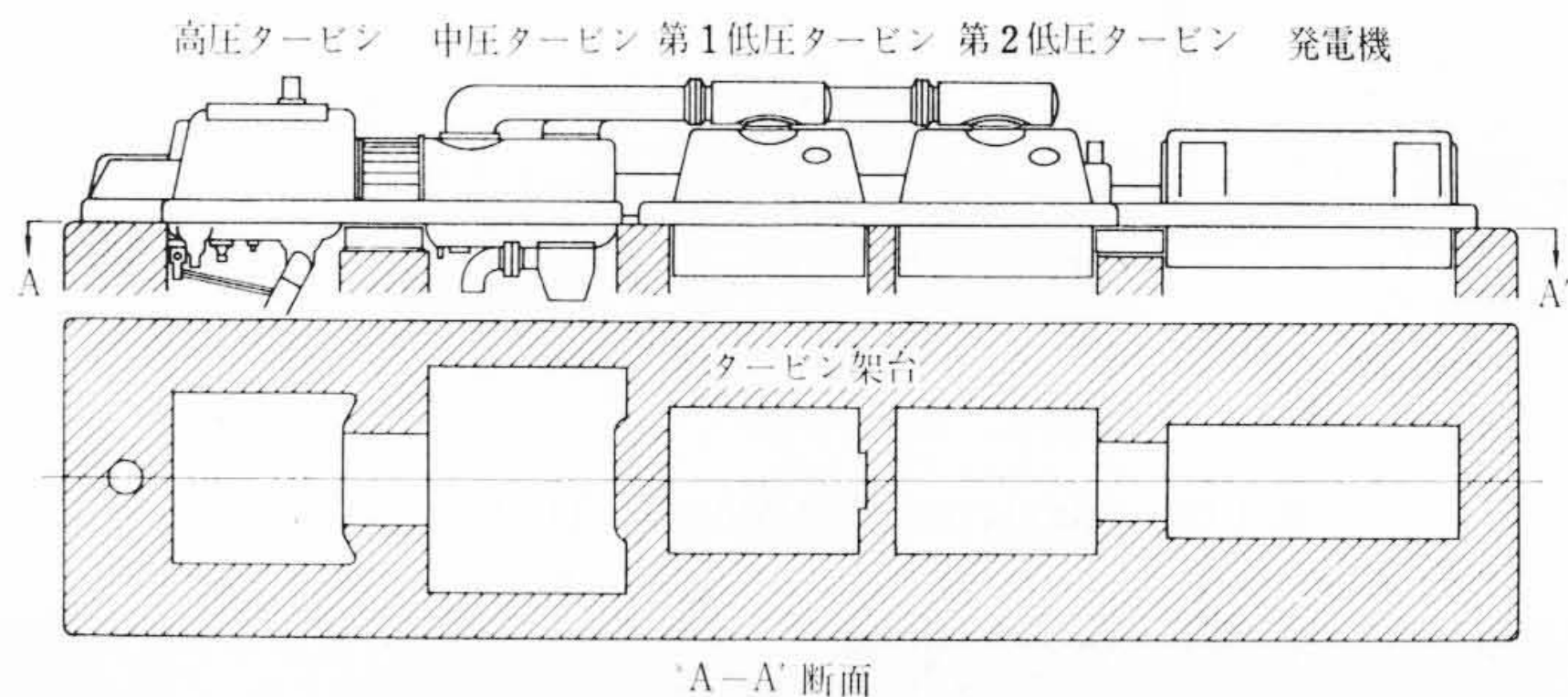
4.1 タービン全体計画とタービン架台

クロスコンパウンド 265,000 kW 機の高圧, 中圧および低圧タービン各コンポーネントの設計をできるだけ維持し, その配列をタンデムに変更することにより, 信頼性の高い構造とした。特に第4図に示すように, 第1低圧と第2低圧タービン間に, コンクリートのビームを渡して, タービン架台の剛性を増し, 振動的に安定な構造とした。

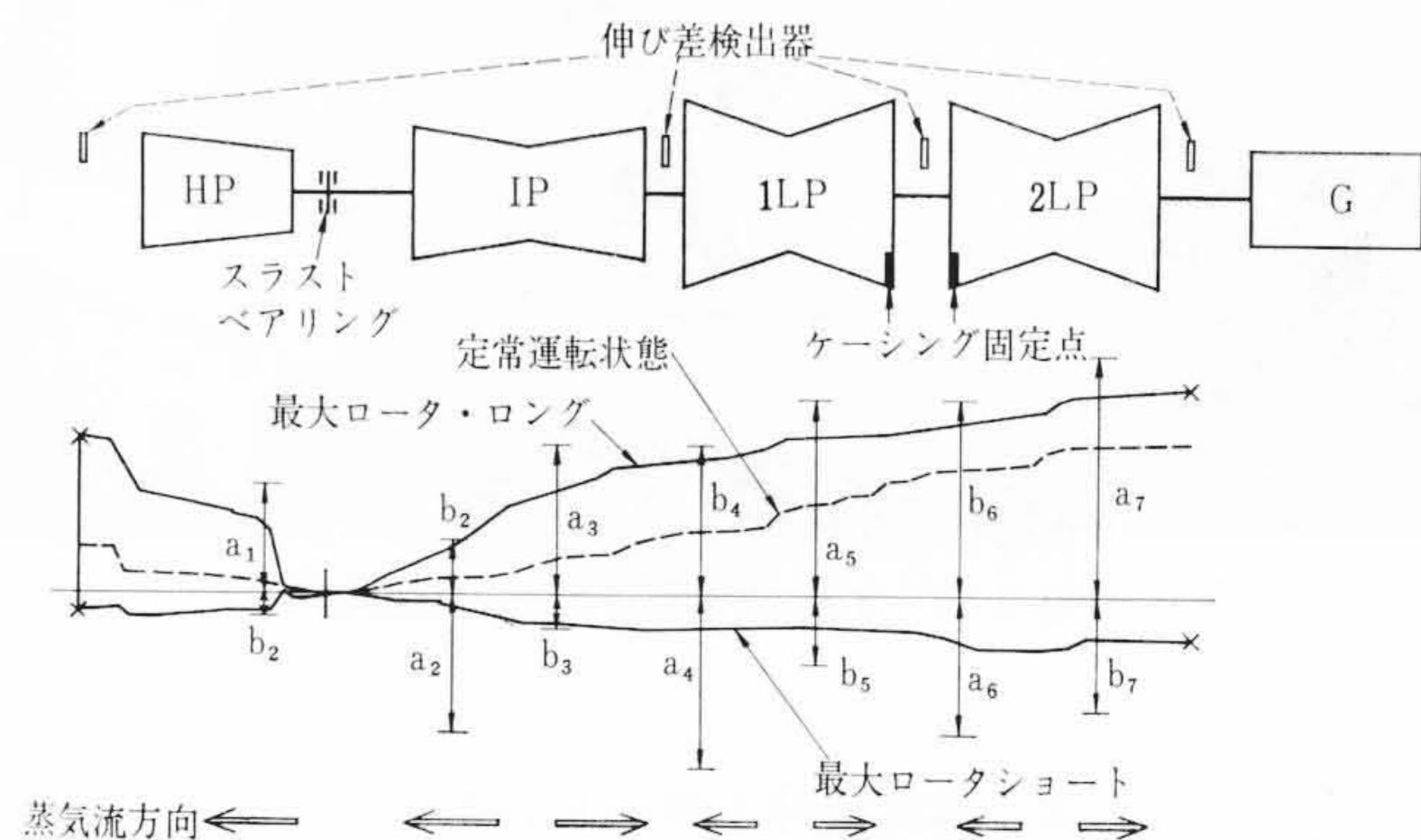
4.2 伸 び 差

タンデム形としたためにタービン全長が非常に長くなり, 車室とロータの伸び差が大となる。第5図にその伸び差線図を示す。推力軸受が高中圧タービン間にあるので, 高圧および中圧タービンは, 伸び差は比較的小さく問題にならないが, 低圧タービン部は非常に大きくなる。したがってこの部分に対しては, 従来の実績に基づいて十分な軸方向間げきを与えた。間げきをきめる際, 次の極端な運転状態における伸び差を考慮した。

- (1) 最大設計出力運転時の伸び差
- (2) 急速起動, 急速負荷上昇における伸び差
- (3) 急速停止における伸び差



第4図 250,000 kW タンデムコンパウンドタービン
および発電機全体配置図



第5図 軸方向伸び差線図

- (4) なんらかの原因により, 低圧タービン排気室の温度が異常上昇した場合の伸び差

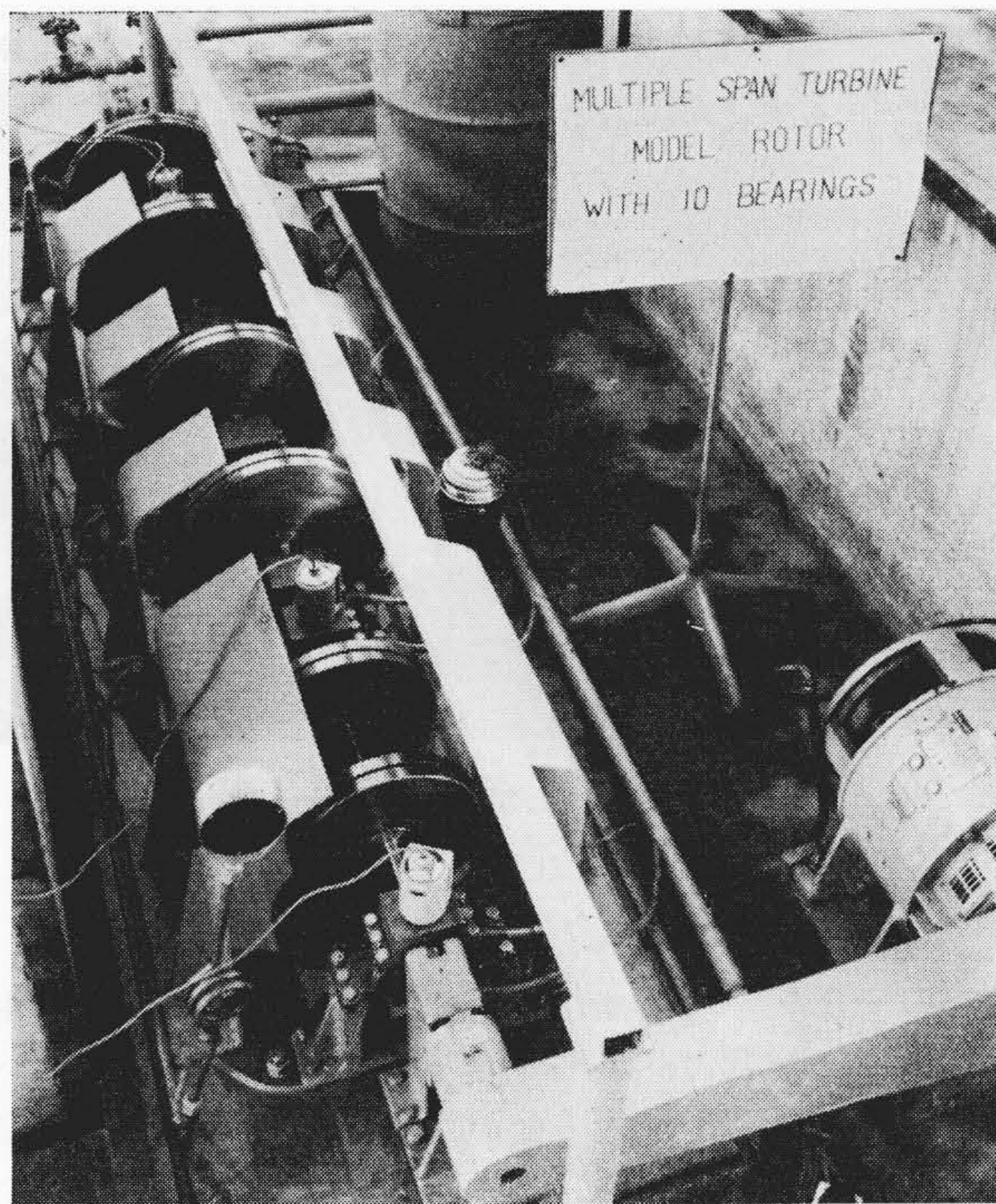
こうして求めた伸び差の状態は, 第5図に示すように, 最大ロータロングと最大ロータショートとの二つの折線ではさまれる範囲内にすべて存在することになるので, 実際の間げきはこれらの境界線の外に置くようにした。伸び差計は, 特に慎重を期して, 高圧タービン前部, 中圧と第1低圧タービン間, 第1低圧と第2低圧タービン間および第2低圧タービンの後部の合計4箇所を設置し, 警報点の位置は, それぞれの位置における最大ロータロングとショートの境界線上に設定した。ここで軸方向間げきとしては, 第5図に示すaおよびbの二種類となるが, タービン効率に最も関係の深い間げきは, 高圧タービン部ではb₁間げき, 中圧タービン部(複流)ではb₂とb₃間げき, 第1低圧タービン部(複流)ではb₄とb₅, 第2低圧タービン部(複流)ではb₆とb₇間げきである。これらb間げきは, a間げきのように大きくすると, 効率低下を誘起するので好ましくない。その点a間げきは, 構造上必要な寸法に十分大きくとることができる。

4.3 危険速度

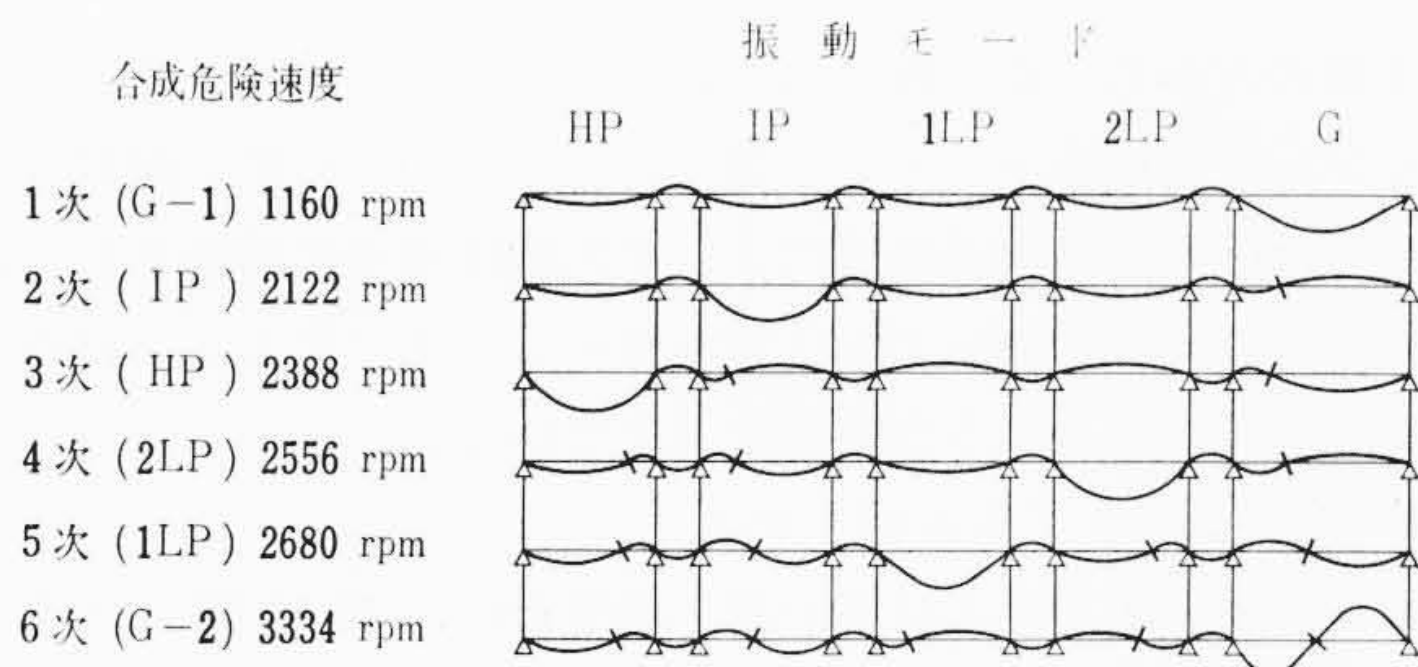
タービンおよび発電機合計して10軸受となり, 複雑な振動形態となるので, 第6図に示すようなモデルロータを製作し, 軸受ペダスタルの剛性を種々変化させた場合の危険速度や振動モードの変化を測定し, 実機と比較検討した。このモデルロータは, 危険速度が実機と全く同一にしてあり, 軸受も楕円形にして強制潤滑式を採用し, できるだけ実機と等価にした。実機の場合, 特に低圧タービンは伝達トルクが増すために, 軸径が太くなり, 危険速度が上昇して定格速度に近づく傾向があるが, 軸受スパンの長さを増し, スパン中央部の軸径を減少させて, 第7図に示すように適正な値に設計した。

4.4 軸のねじり応力

タービン軸の設計に当たっては, 最大設計出力時における伝達トルクだけではなく, 発電機短絡時および非同期投入時のトルクにも



第6図 10軸受多スパンモデルロータの振動試験状態



第7図 合成危険速度と振動モード

耐えうるよう十分な軸径ならびにカップリングを選定した。たとえば、非同期投入時に、軸にかかるねじり応力を低圧ロータ材 Ni-Mo-V 鋼の許容応力以下の 24.2 kg/mm^2 とした。

4.5 ねじり振動数

多スパンになると、ねじり固有振動数で、定格回転数以下のものが増加し、場合によると定格回転数に接近することがある。本機では、軸径の調整により適正な値に選定し、定格回転数から離して、許容値内におさえた。

4.6 推 力

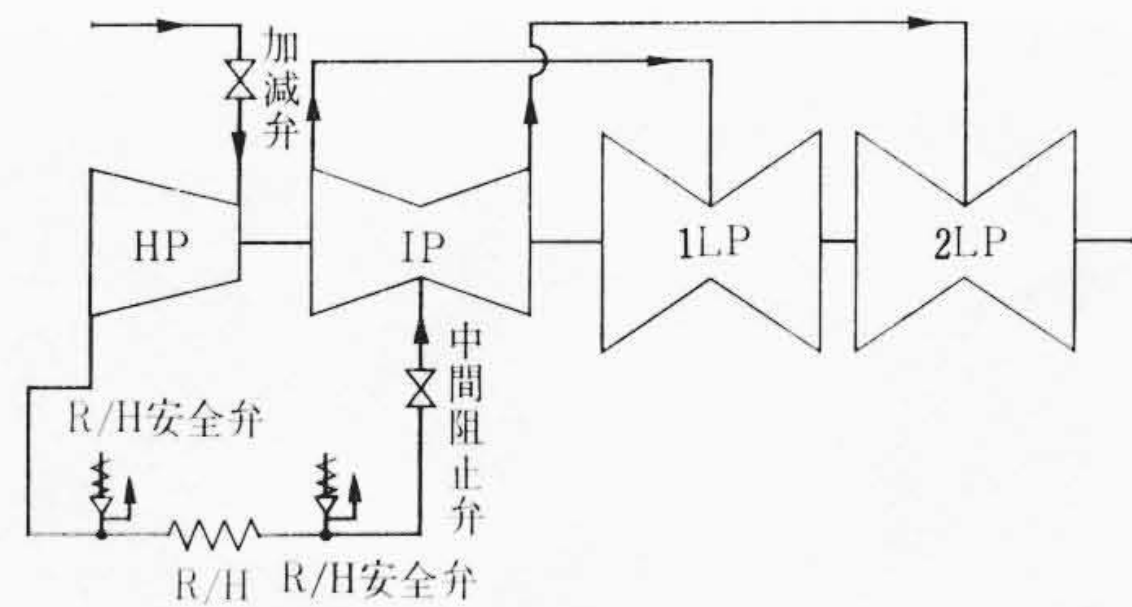
本タービンは高圧タービン部のみ蒸気の流れが一方向で、他の中圧、低圧タービンではすべて対称複流形となっているので、タービンロータにかかる蒸気推力は、元来バランスしやすい構造となっている。しかしバランスによって推力が低い値に保たれていると、運転状態の変化または调速装置の作動などによって、バランスがくずれたときの推力変化が大きくなる恐れがある。したがってあらゆる運転条件で、推力が適当な値に保たれるように計画することがたいせつである。実際に次のような場合に、推力軸受圧力が十分許容範囲内にあることを確かめた。

(1) 正 常 推 力

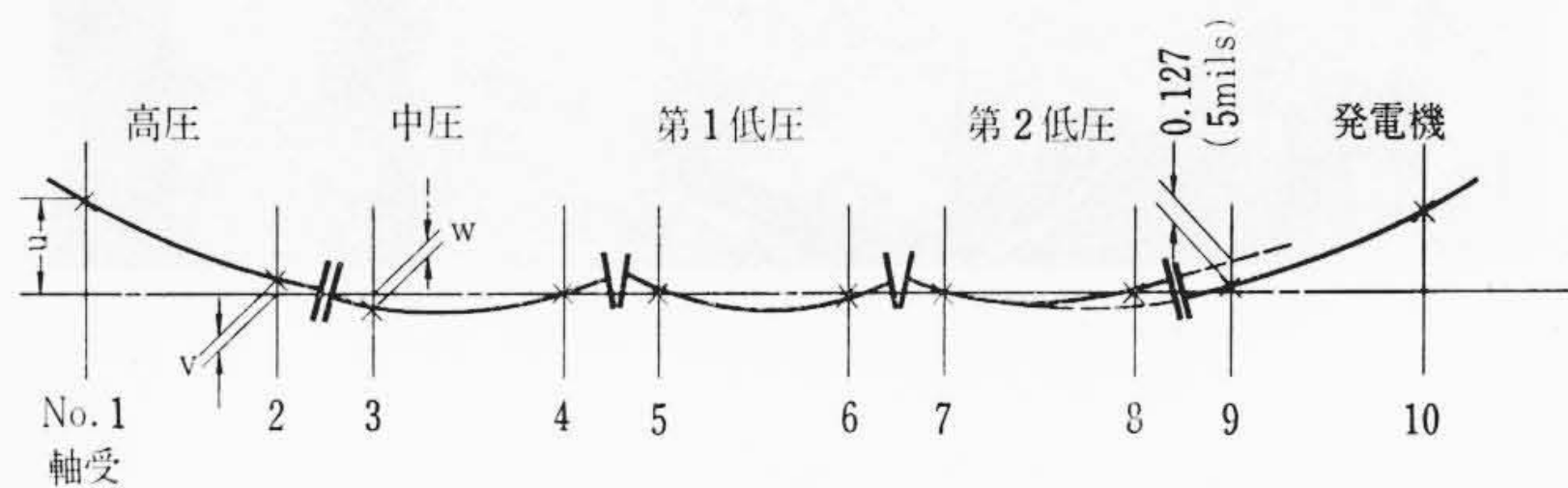
最大設計出力時の推力

(2) 最大正常推力

(1)の出力で蒸気通路に推積物を生じたときのアンバランス最大推力



第8図 全体蒸気系統図



第9図 コールド状態の軸受アライメント状態図

(3) 中間阻止弁全閉推力

(1)の出力運転時、突然中間阻止弁が全閉し、高圧排気圧力が再熱器安全弁セット圧力に等しくなったときの推力

(4) 最大中間阻止弁全閉推力

(3)の状態、蒸気通路に推積物を生じたときのアンバランス最大推力

(5) ボトルドアップ推力

(1)の出力運転時、突然加減弁と中間阻止弁が全閉し、高圧タービン内に高圧蒸気が閉じこめられたときの推力

(6) 真 空 推 力

ターニング運転中に、復水器真空が上昇したときの推力

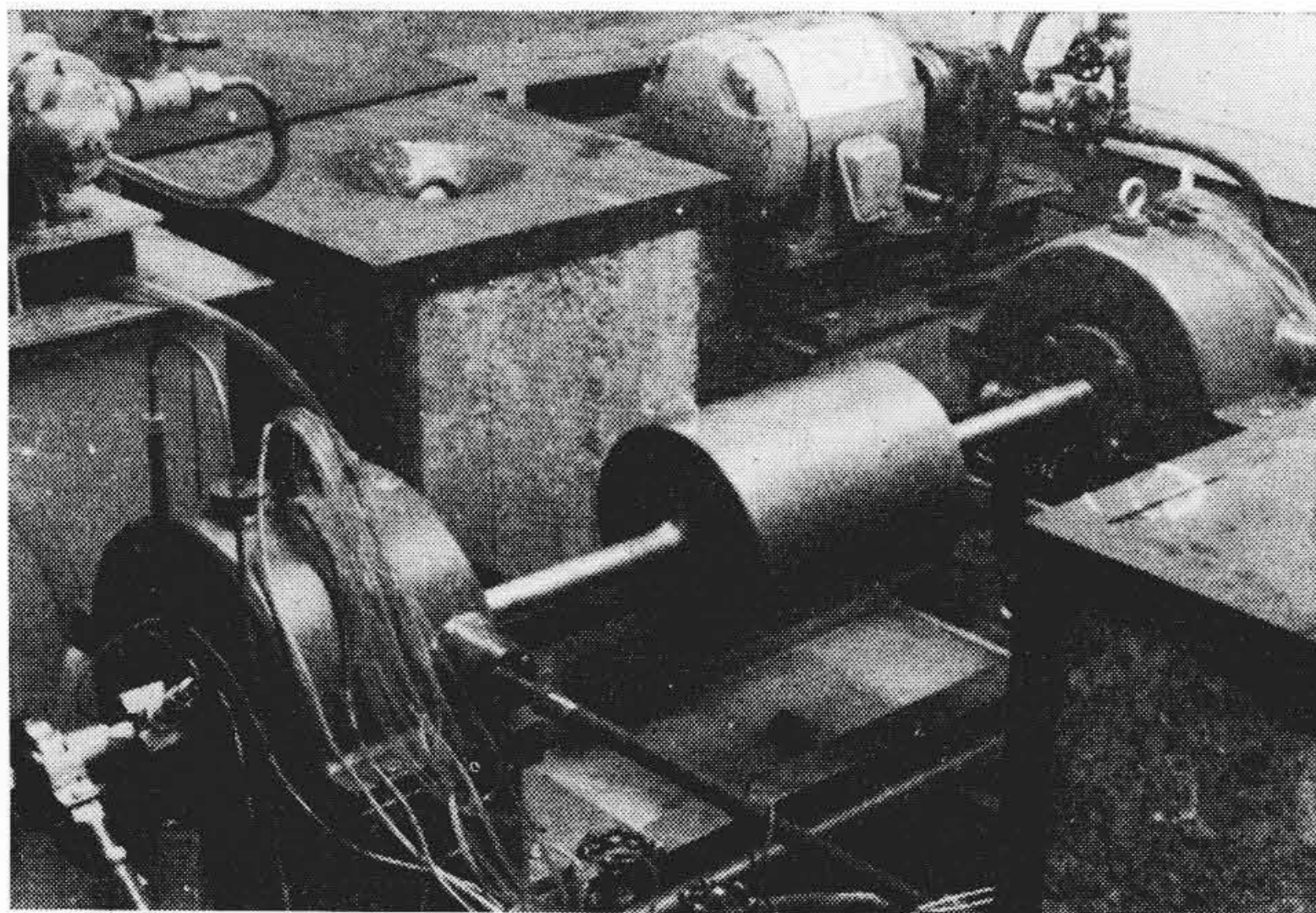
以上の種々な推力が発生する機構については、第8図の全体蒸気系統図を参照されたい。

4.7 アライメント

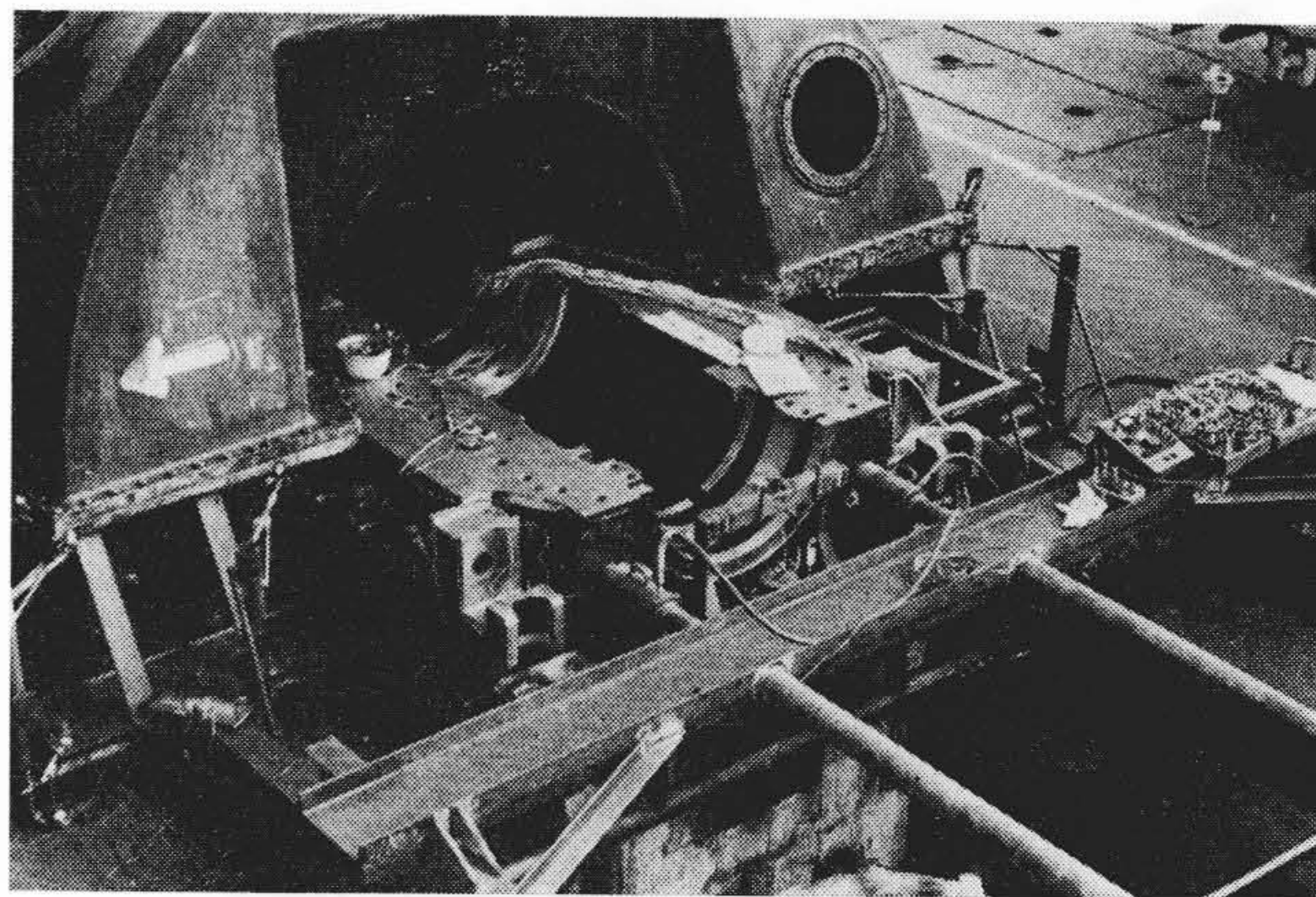
多スパン長軸となったため、従来の 175,000 kW TCTF-23 や 220,000 kW TCTF-26 タンデム機に見られる、単純な一直線上の軸受アライメントでは不十分となった。高圧タービン前部の第1軸受は他の軸受より u だけ高く据え付けることは従来と同じで、これは主蒸気圧力温度が非常に高く、その割に高圧ロータの重量が軽く設計されているので、第1軸受荷重が、第2軸受の熱膨張による上昇によって運転中に軽くなり、不安定になることを防止するためである。特に油ウィップによる異常振動を避けるためである。第2および第3軸受は、従来と違って、一直線上からかなり離して据え付け、それぞれ v および w だけ偏位させ、定格出力運転時に適正になるようにした。発電機側の第9および第10軸受は、タービンとのカップリング面が平行になるよう据え付け、しかる後に第9軸受のみ、その位置より 0.127 mm (5 mils) 低く心出しする。これは鉄板溶接構造の第2低圧タービンが、真空により変形し、第8軸受が約 0.127 mm 低下するのと適合させるためである。第9図はコールド状態の軸受アライメント状態を示す。第6図に示すモデルロータの実験結果から、最適アライメント法を採用したのである。

4.8 タービンと発電機間軸のたわみ性

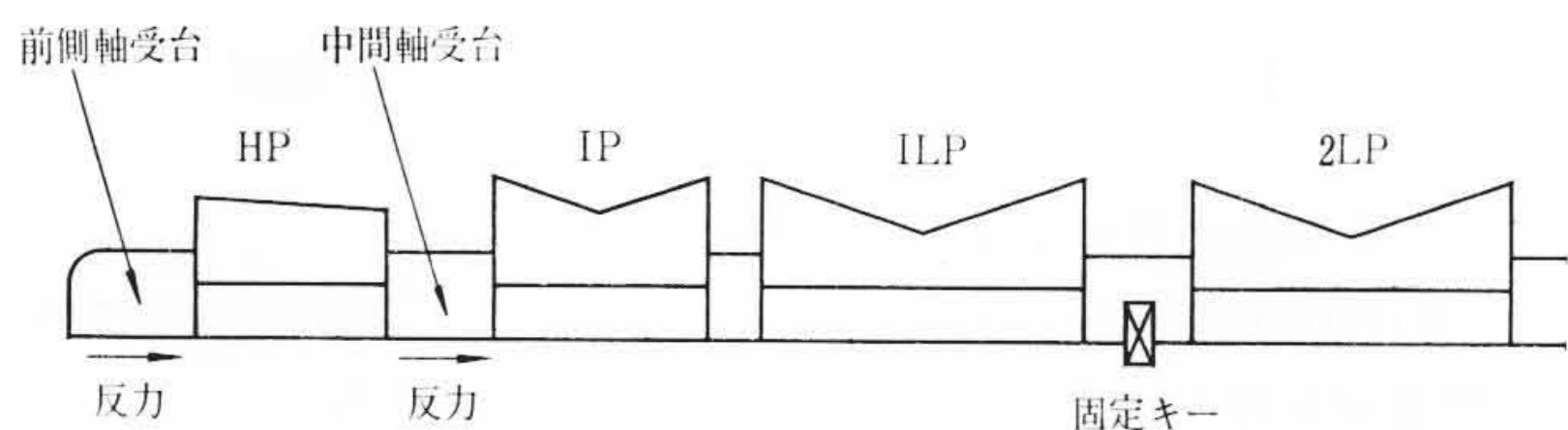
伝達トルクが大きくなり軸径が太くなると、タービンと発電機間軸のたわみ性が低下し、第8および第9軸受が運転中にタービン排気室の真空および発電機軸受ペデスタルの熱膨張の影響を受けて、軸受荷重が変動しやすくなり、油ウィップまたは油ホワーリングによる不安定な異常振動を起こす恐れがある。前述の第9軸受を据付時あらかじめ 0.127 mm 下げたのもその一つの対策であるが、根本的には第8と第9軸受間軸のたわみ性を適当な値にすることのほう



第 10 図 モデル軸受実験装置



第 12 図 反力を受けた第 1 低圧車室各部の変形
ならびに応力測定状態



第 11 図 車室熱膨張時の反力の状態

が重要である。軸受のたわみ性をあらわすのに次の単位を用いる。たとえば、第 8 軸受の移動量を S mils, そのとき生ずる荷重変化を $R\%$ とすれば、第 8 軸受のたわみ性は R/S ($\%/mil$) となる。この R/S の値を許容値以内にして、十分なたわみ性を与える必要がある。

4.9 軸受安定度

軸径が大きくなる割に、ロータ重量が軽いので、軸受荷重が小さくなり、軸受が不安定になる傾向がある。第 10 図に示すモデル軸受による実験の結果、本タービンおよび発電機の軸受は、すべてだ円形軸受で十分安定であることがわかった。軸受損失のやや大きいテイルティングパッド形軸受にする必要のないことが、実験的にはっきりした。軸受安定度におよぼす要素としては、軸受有効長さ L とジャーナル直径 D の比 (L/D)、軸受間げき (C)、軸受荷重 (P)、軸受の種類 (たとえばだ円形、圧力形、テイルティングパッド形など)、軸受通過油量、給油温度など、非常にたくさんあるが、実際の設計に重要なのは、 L/D 、 C および P の三つであろう。この中 C は軸受温度上昇度と軸受の種類からだいたいきまってしまうので、変数として取り扱えるものは残り二つになる。しかもこの両者は互いに関連しており、一方をきめれば他は大略自然に決定するものであって、もし L/D の値をある適当な範囲に選べば、あとは P をどのようにきめるかによって、軸受の安定性はきまってしまう。この P のきめ方として次の事項を考慮しておく必要があった。

- (1) 単一スパンの軸受荷重を求める。
- (2) アライメントによって、合成スパンの各軸受荷重がどのように変化するかを、コールドおよびホットの運転状態で調べる。
- (3) 発電機側軸受荷重は、合成 1 次の危険速度が $1/2$ (定格速度) 以下になっているので、油ウィップを考慮して、特にタービン側軸受荷重より高めにする。
- (4) 最後に、軸受の安定度を求めて、許容限界内にあることを確認する。

4.10 第 1 低圧車室の剛性

タービン車室の固定点を、2 個の低圧車室中央に置いたので、車室の熱膨張収縮時、第 1 低圧車室にかかる反力が最大となる。した

がって第 1 低圧車室の板厚を増し、適当に補強板を配置して剛性を増した。第 11 図は反力のかかり方を示す。第 12 図は工場において第 1 低圧車室に設計最大の反力をかけ、各部の変形、応力を測定した状態を示す。実物実験によって、定格出力運転時なら問題のないことを確認した。

5. タービン構造上の特長

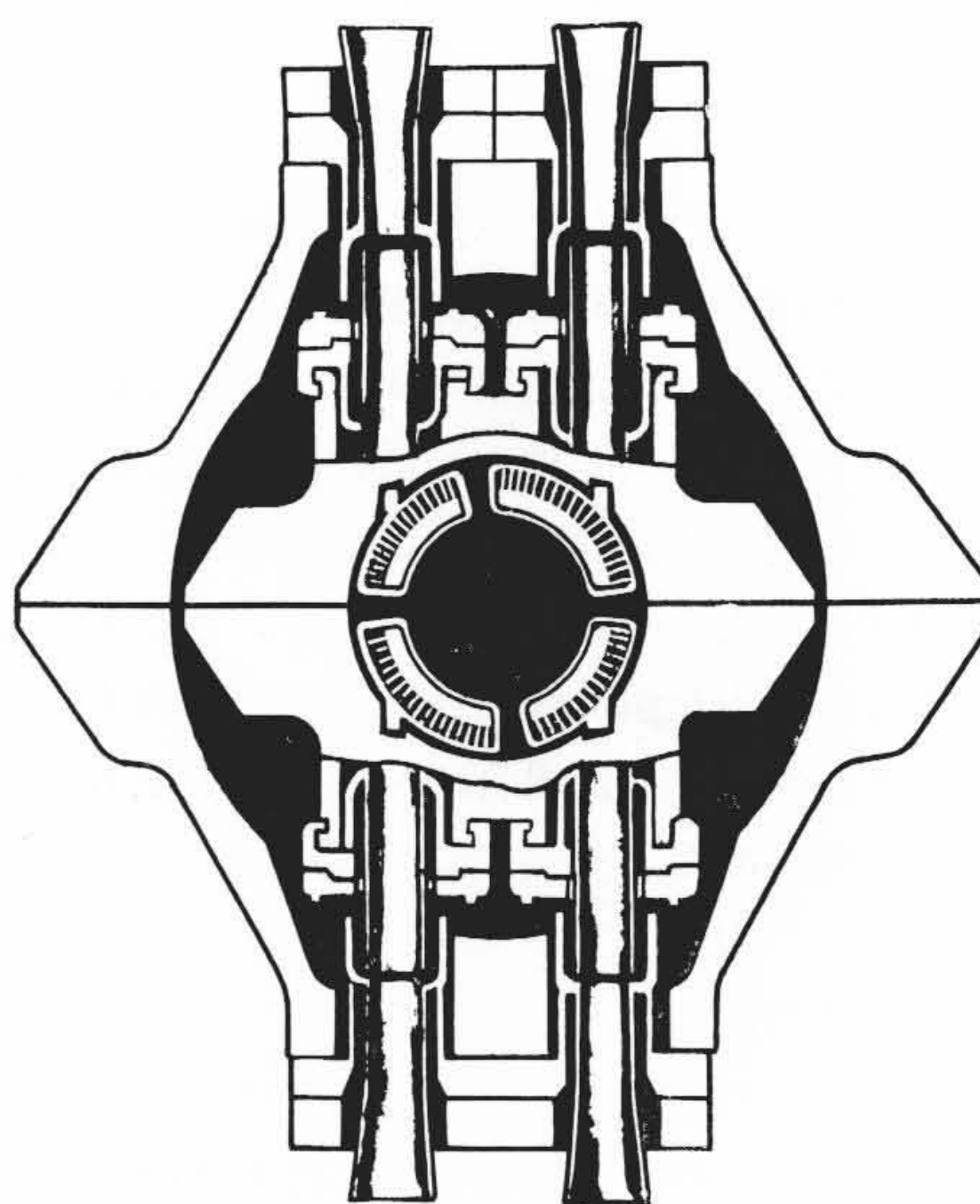
第 1 図の左から、前部軸受箱、高圧タービン、中間軸受台、中圧タービン、第 1 低圧タービン、第 2 低圧タービンの順に配列され、中圧車室は 2 本の外側連絡管によって両低圧車室に連結され、低圧最終段落には 584.2 mm (23 in) 翼を使用したタンデムコンパウンド 4 流排気形で、次のような特長を備えている。

5.1 セパレートノズルボックス

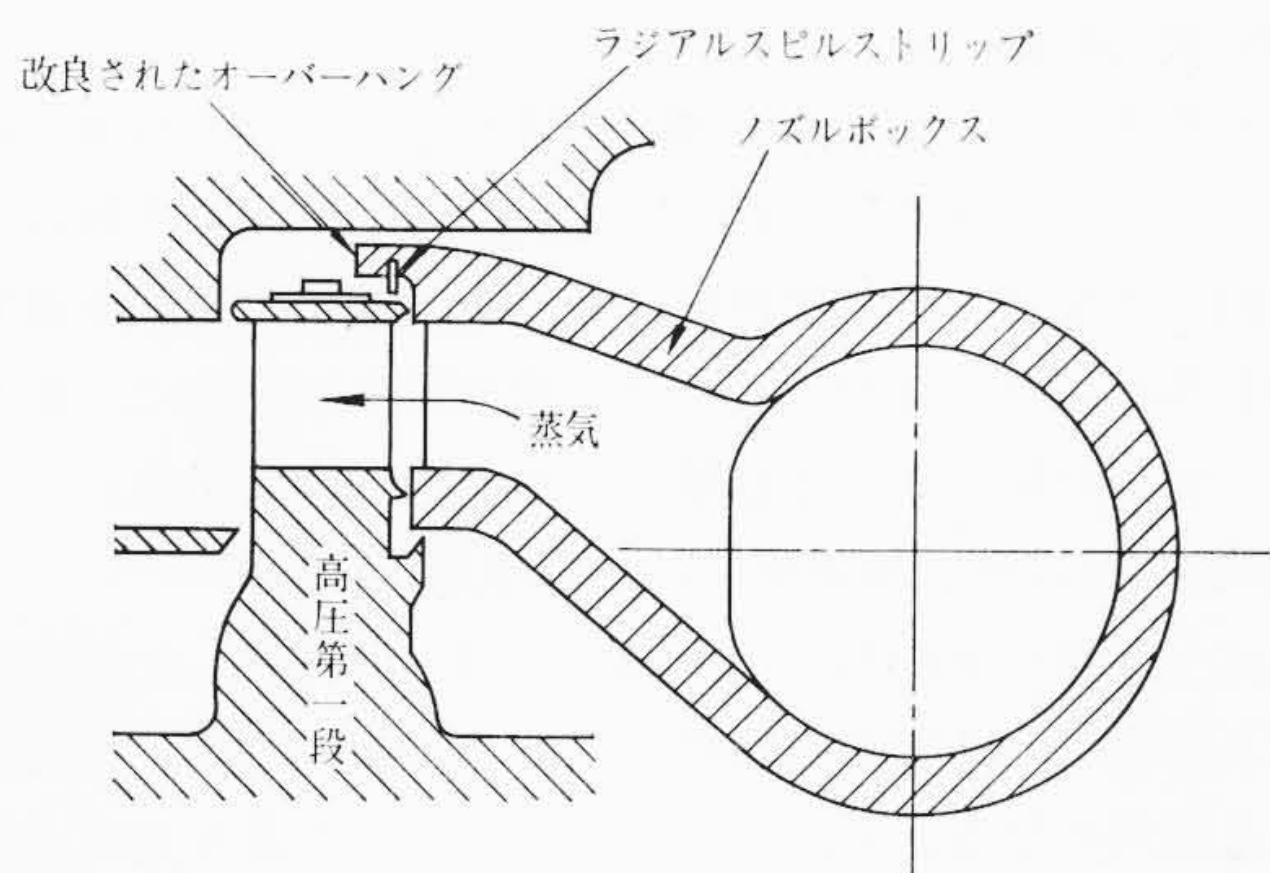
高圧タービン主蒸気入口部の第 1 段噴口に、第 13 図に示すようなセパレートノズルボックスを採用し、熱応力、熱膨張収縮に対し、きわめて安全な構造とした。特に動翼外周からの蒸気漏れを最小にするラジアルスピルストリップと、それが取り付くオーバハング部の構造を第 14 図のように改良して、蒸気衝撃に耐えるようにした。

5.2 主塞止弁全周噴射起動装置

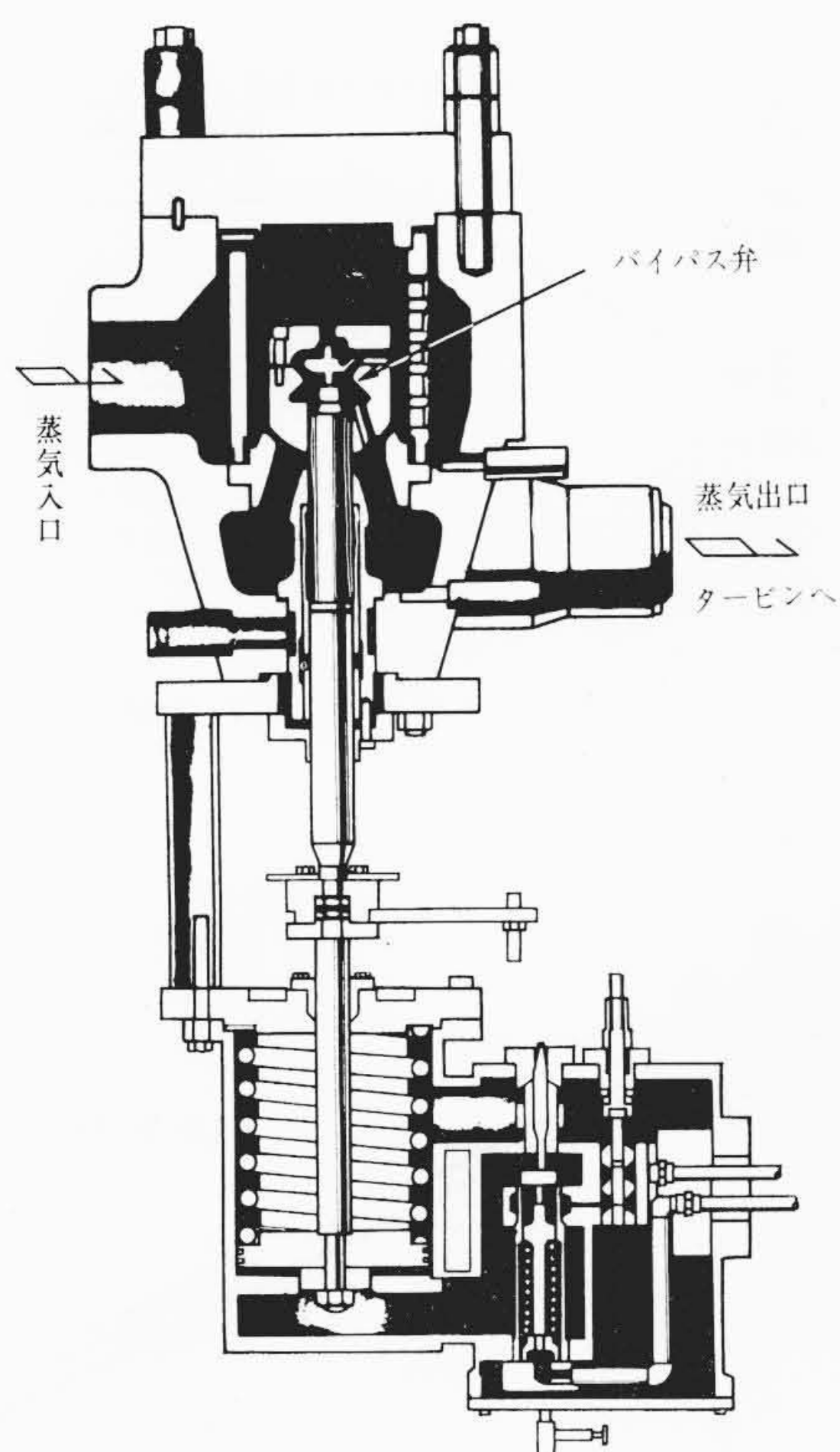
2 個の主塞止弁の中、一方に第 15 図に示すバイパス弁を内蔵させ、起動時および約 20% 負荷まで、高圧第 1 段噴口から全周噴射



第 13 図 セパレートノズルボックス組立図



第14図 高圧第1段ラジアルスピルストリップとオーバーハング部の構造



第15図 主さい止弁全周噴射用バイパス弁

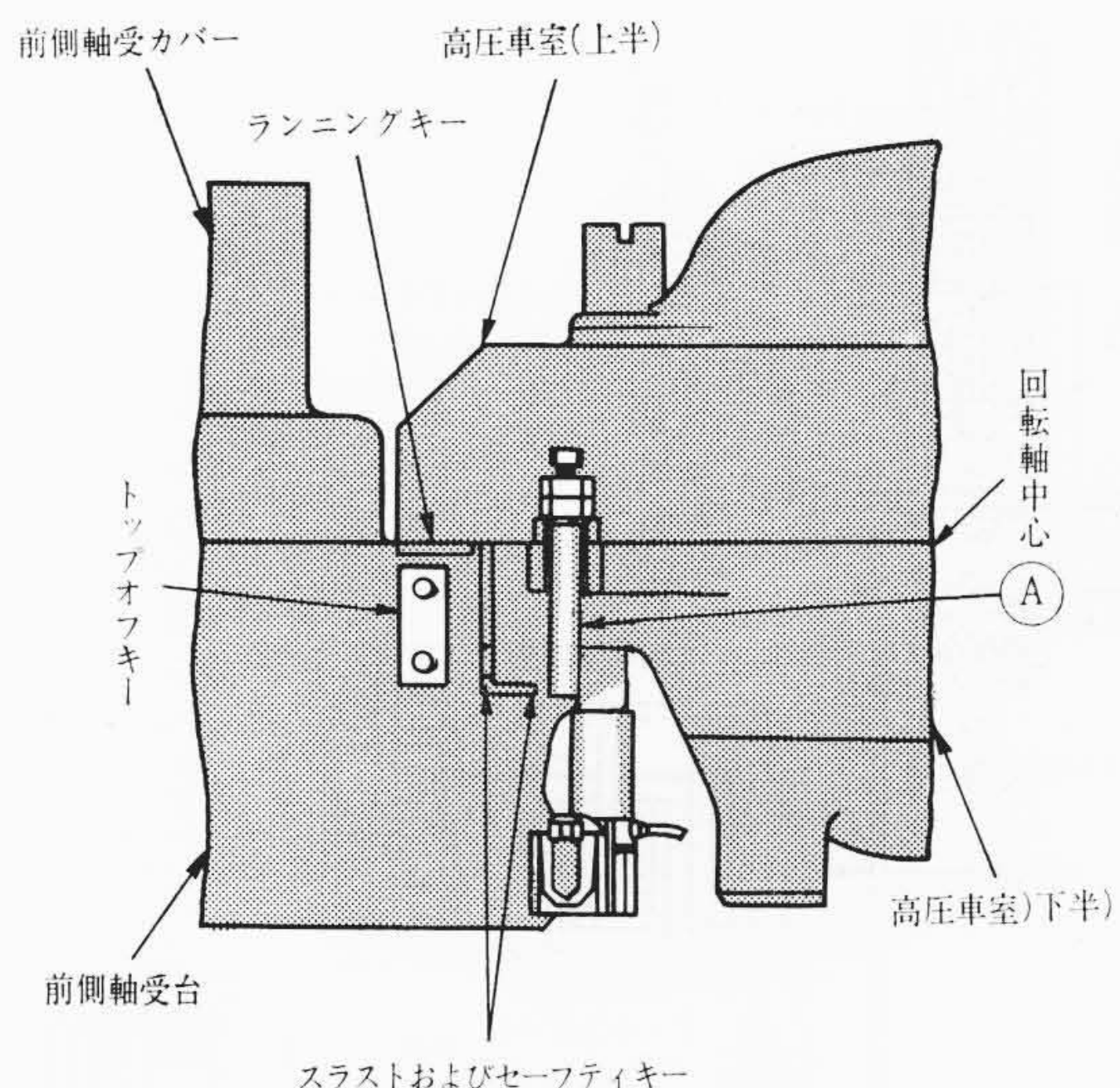
できるようにした。そのため、車室を均一に加熱でき、熱応力も低くなり、同時に車室の熱変形が最小限になり、シャフトパッキンやダイヤフラムパッキンとロータの間げきが常に一様に保持され、かりに接触しても、過度にならず振動にきわめて有利となった。

5.3 車室センターライン支持方式

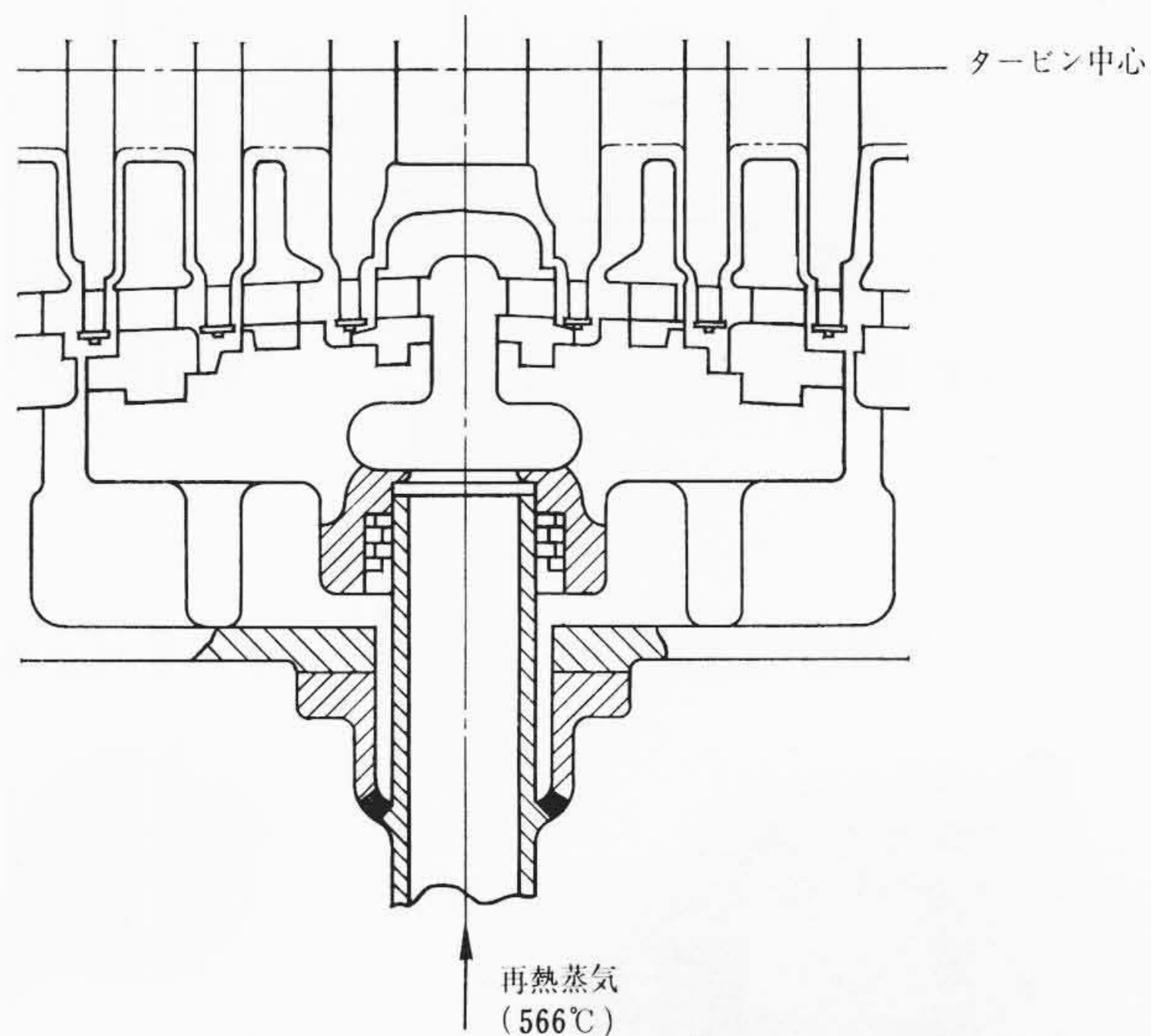
高温にさらされる高圧および中圧車室に、第16図に示す車室センターライン支持方式を採用し、運転中常に車室中心とロータ中心が一致して、アライメントをくずさないようにした。

5.4 中圧車室再熱入口部構造

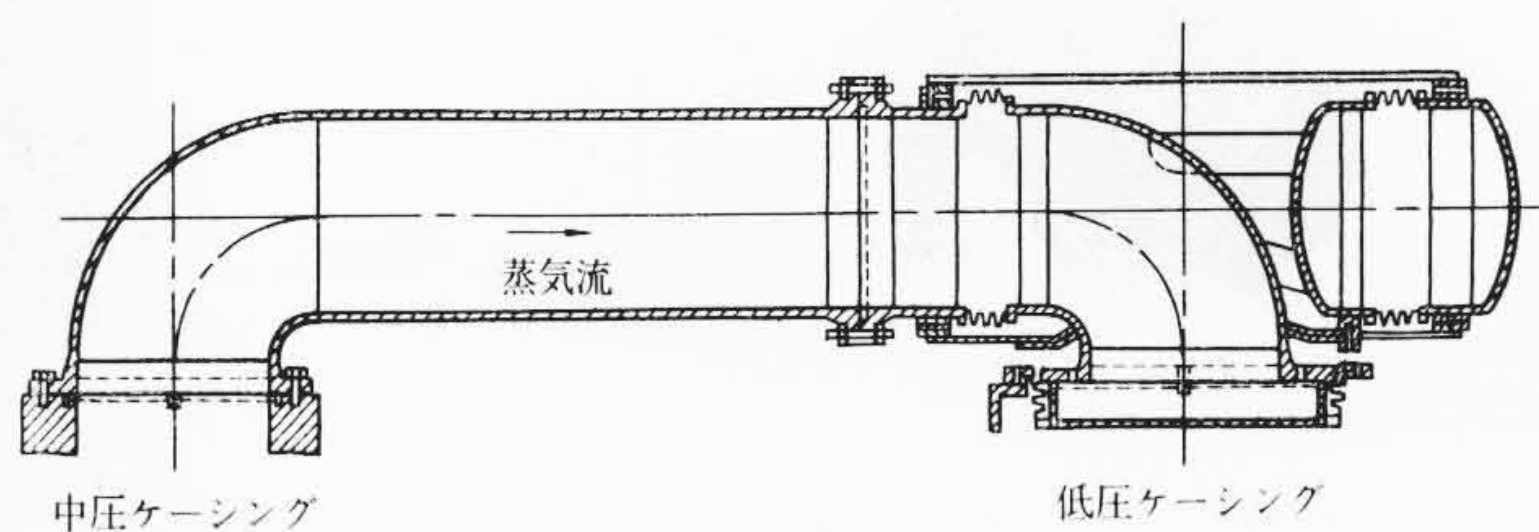
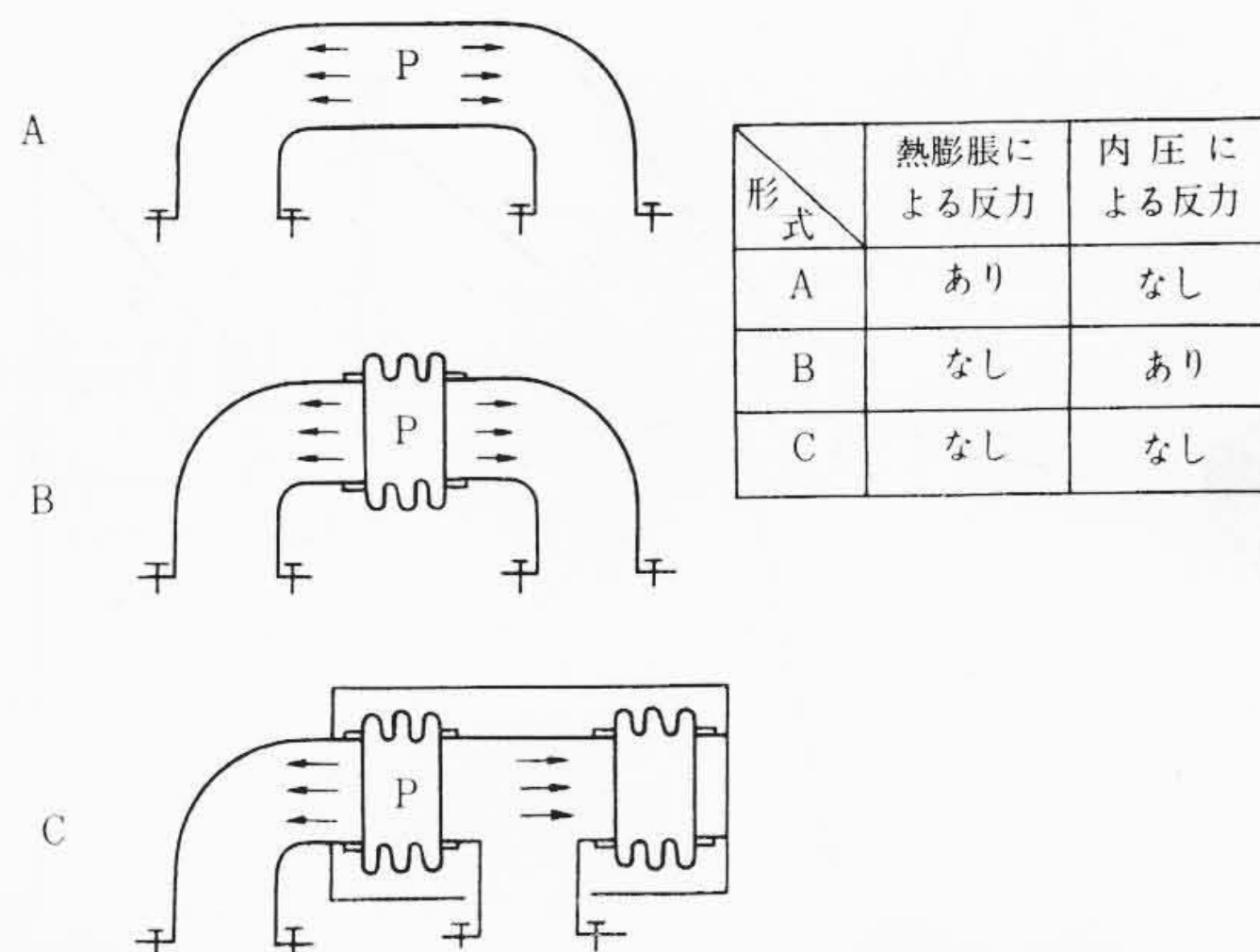
再熱蒸気温度が566℃であるため、中圧外部車室に直接この高温蒸気を接触させることは、熱応力と変形から見て好ましくない。よって第17図に示すように、中圧外部車室と内部車室を貫通する高温蒸気導入管をもうけ、かつ内部車室と外部車室の間に、中圧3段落後の低温蒸気を導入して、外部、内部車室の熱応力を軽減させる構造とした。もし再熱蒸気温度が538℃級の場合は、上述のような構造は不要で、直接外部車室に接触させる構造が採用できる。これが再熱蒸気温度の高低によって、3車室形、4車室形の使いわけの大きな理由になる。



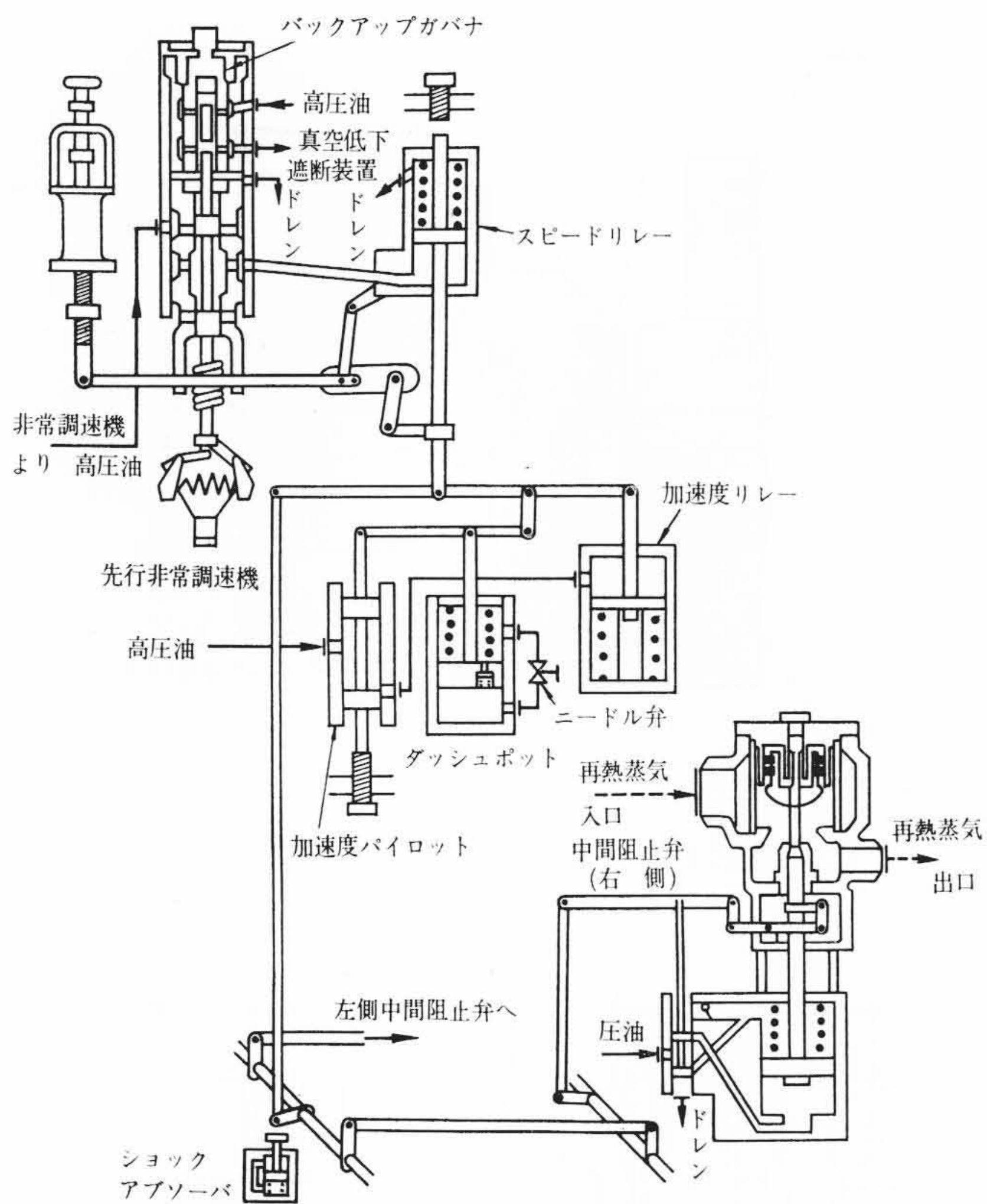
第16図 車室センターライン支持方法



第17図 中圧再熱蒸気(566℃)入口部構造図



第18図 外側連絡管構造図



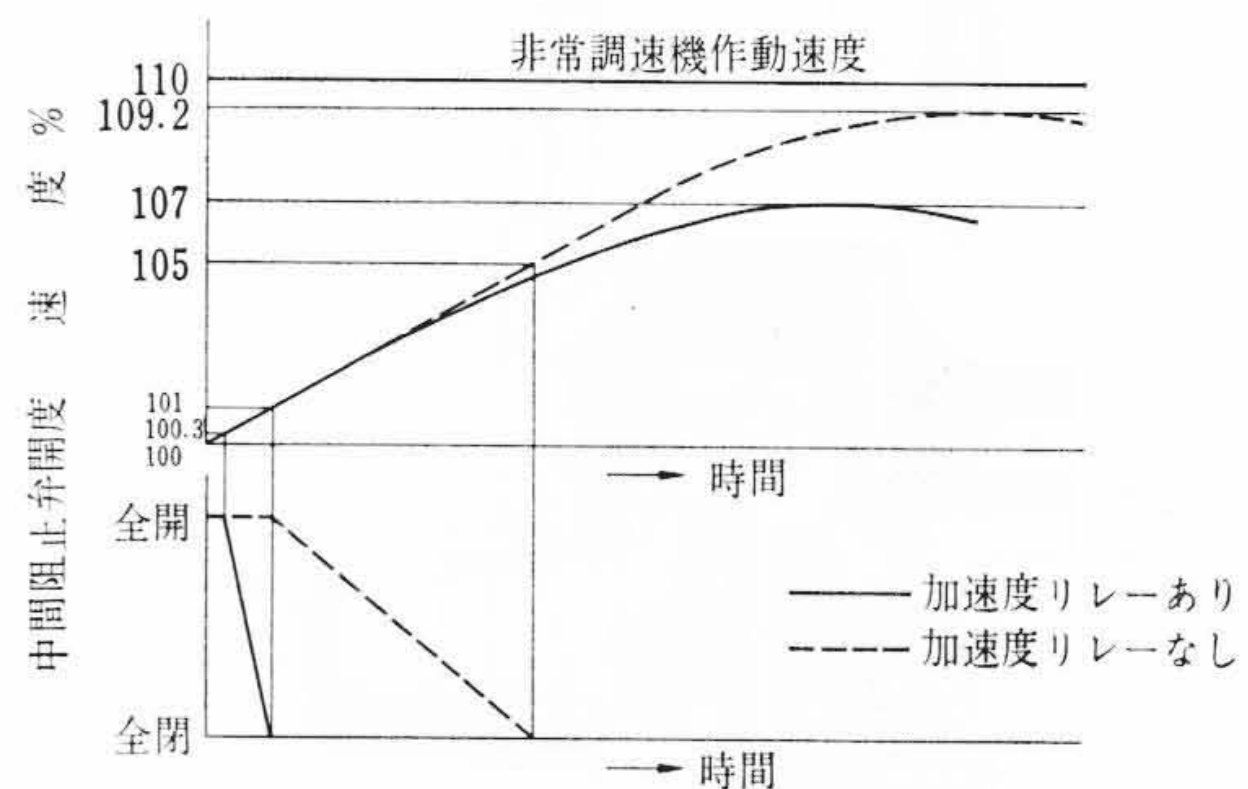
第 19 図 調速装置中の加速度リレーの役割説明図

5.5 外側連絡管

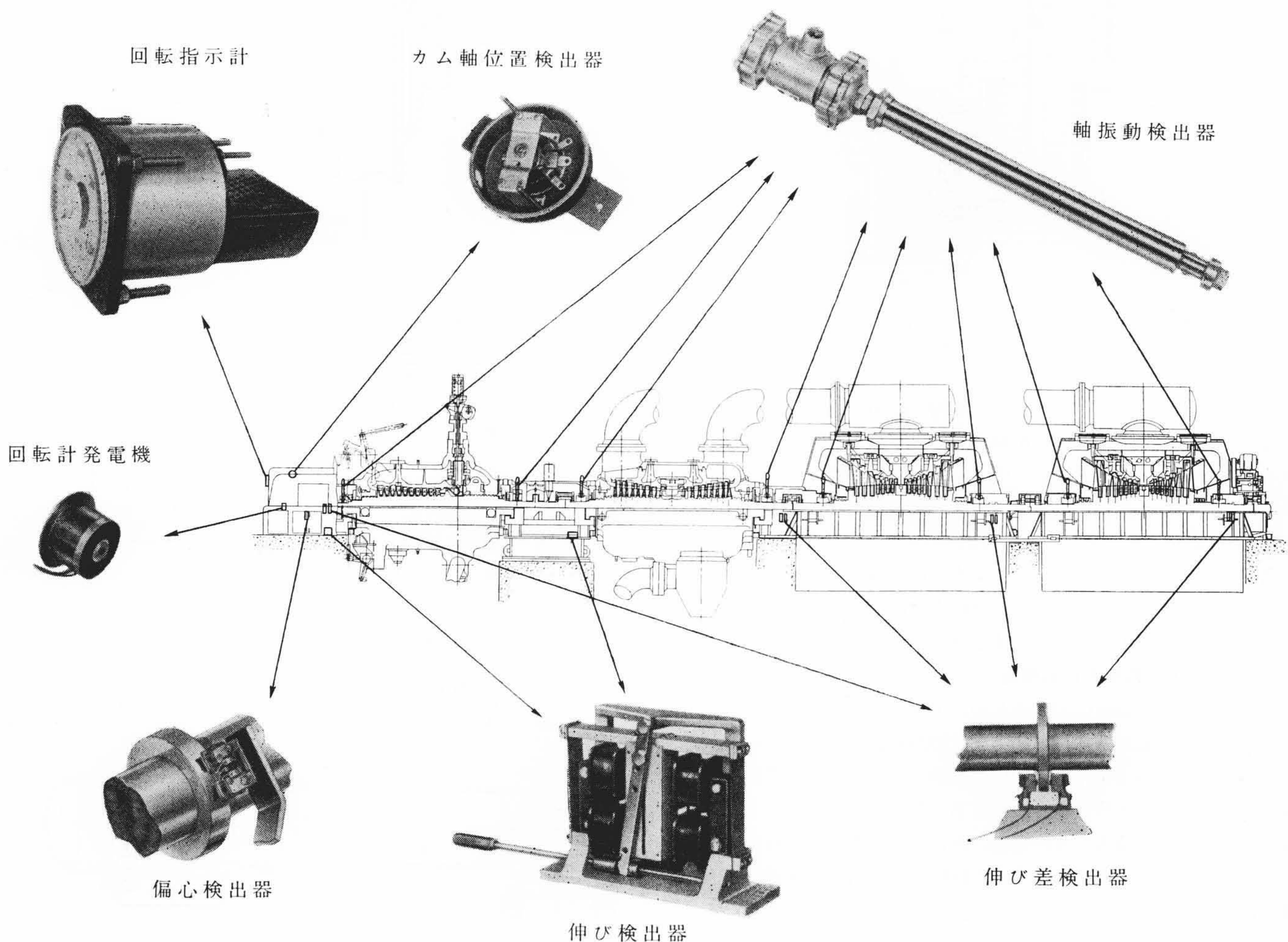
中圧と両低圧タービン間に、第 18 図に示す 2 本の外側連絡管を装備し、車室および連絡管の相対的熱膨張収縮を完全に吸収すると同時に、内圧の反力を連絡管内部でバランスさせ、運転中車室にかかる反力を零にした。なおこれら連絡管の固有振動数は、あらかじめ測定し、定格回転数から十分離して共振を避けてある。

5.6 調速装置の中に加速度リレーの採用

出力に比べてロータの GD^2 が比較的に小さいため、全負荷遮断時瞬間速度上昇率が、非常調速機のトリップ ($110 \pm 1\%$) 速度に非常に接近する傾向になる。それゆえできるだけこの最大速度上昇率を低くするため、本タービンには第 19 図に示すような加速度リレーを採用した。先行非常調速機から中間阻止弁にいたるレバー機構中に、ダッシュポットを使用した加速度検出装置およびその増幅器を



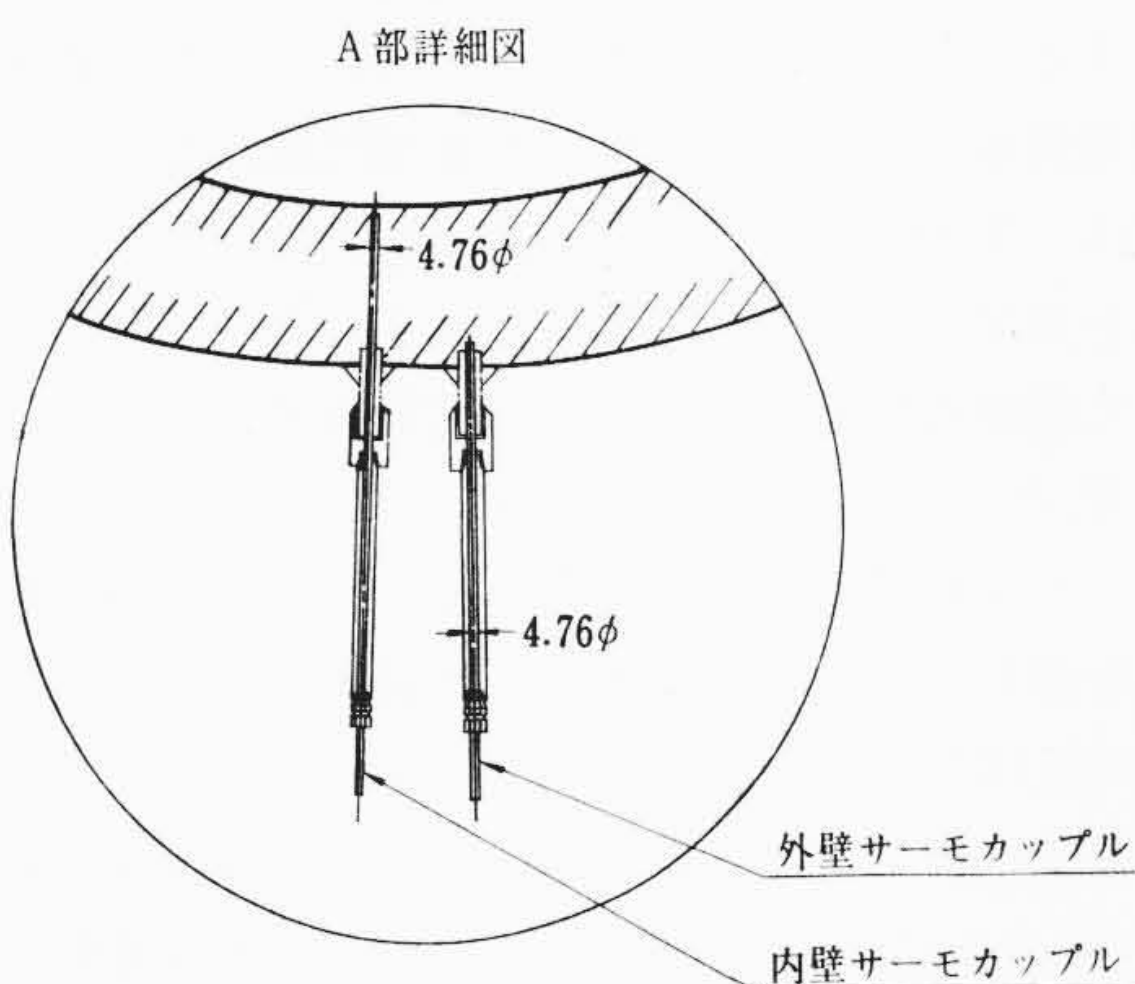
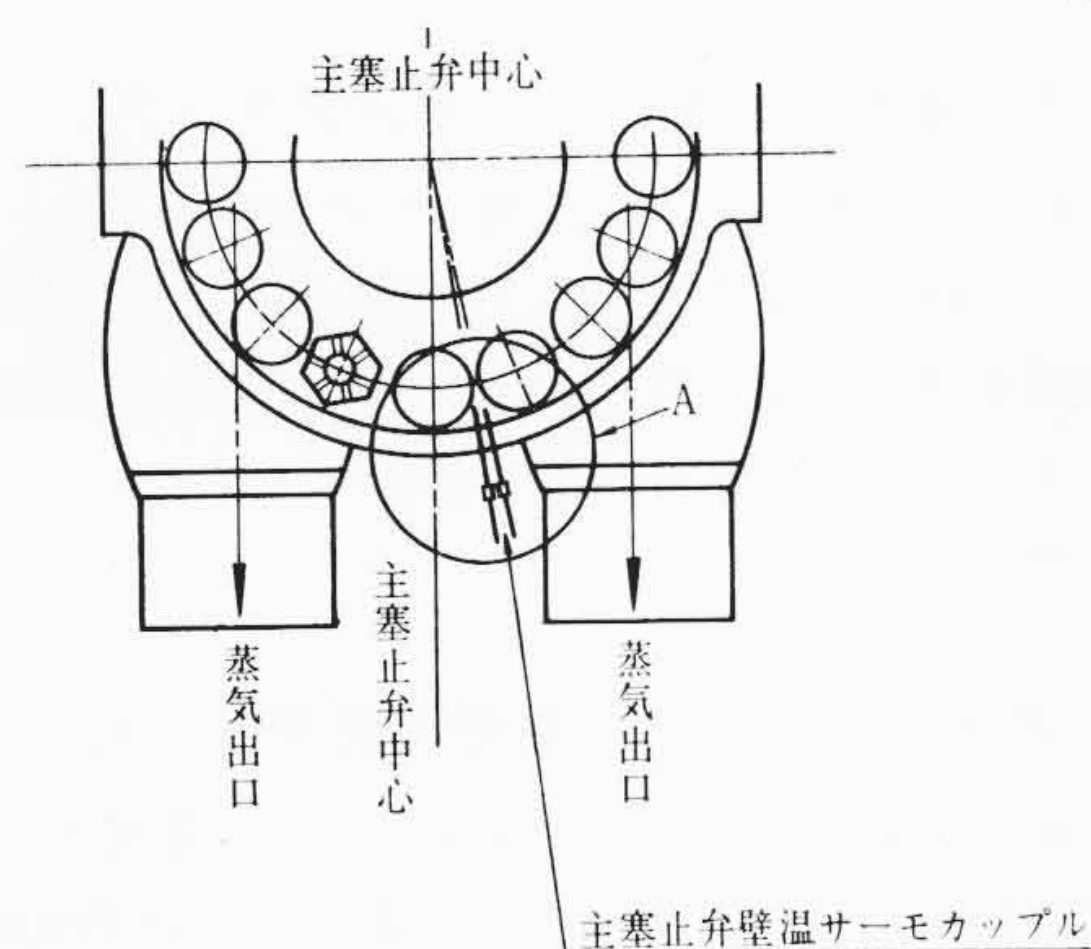
第 20 図 加速度リレー特性曲線



第 21 図 特殊計器発信器取付要領説明図

第3表 軸振動標準値 (単位 1/1,000 mm 全振幅)

非常に良好な状態	38 (1.5 mils)
良好な状態	64 (2.5 mils)
許容できる状態	89 (3.5 mils)
これを越える振動は修正を要する状態	127 (5 mils)



第22図 主塞止弁ボデー内外壁温度測定装置取付図

設置し、負荷遮断後の速度上昇の加速度が、ある値を越えると、急速に中間阻止弁を全閉する役目をする。こうして再熱器からの大量の残留蒸気が、中圧タービン以降に流入することを防止して、速度上昇を適当な値以下に押えるようになっている。タービン速度が整定すれば、中間阻止弁は正規の開度を保持し、従来となんら変わることなく自動復帰するようになっており、その間に最高で3ないし4回程度の減衰性の小振幅のハンチングを伴うが、直ちに減衰整定してしまう。きわめて安定度の高いもので、従来の调速装置では約109%の最大速度上昇率となるものを、本装置によって107%程度におさえ得る見込みである。第20図に加速度リレーの特性を示す。

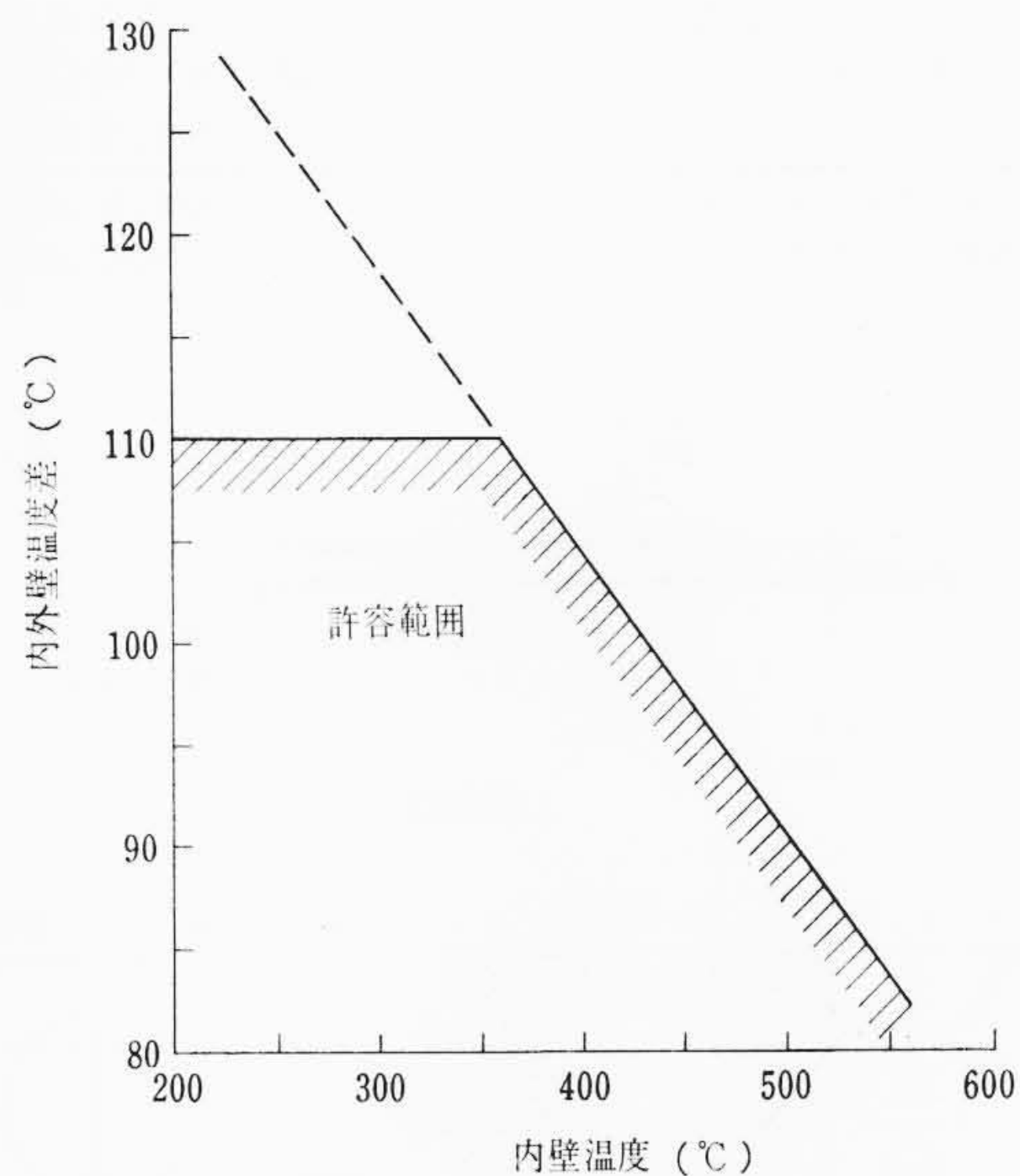
6. 特殊計器とケーシング温度測定

起動停止および負荷運転中のタービンの状態を監視するため、特別に次の計器を設け、起動盤および中央制御盤に配置し記録するようになっている。

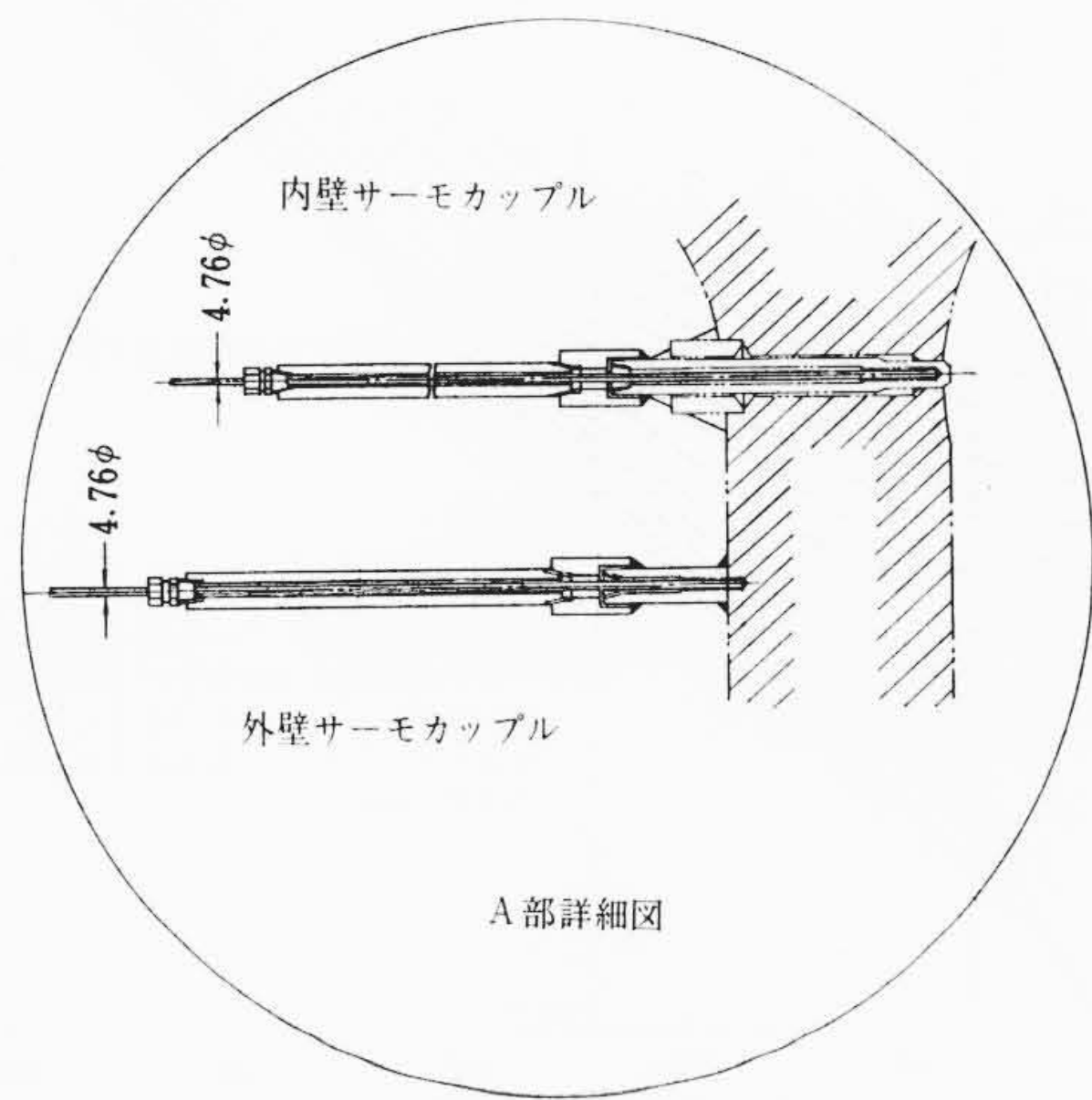
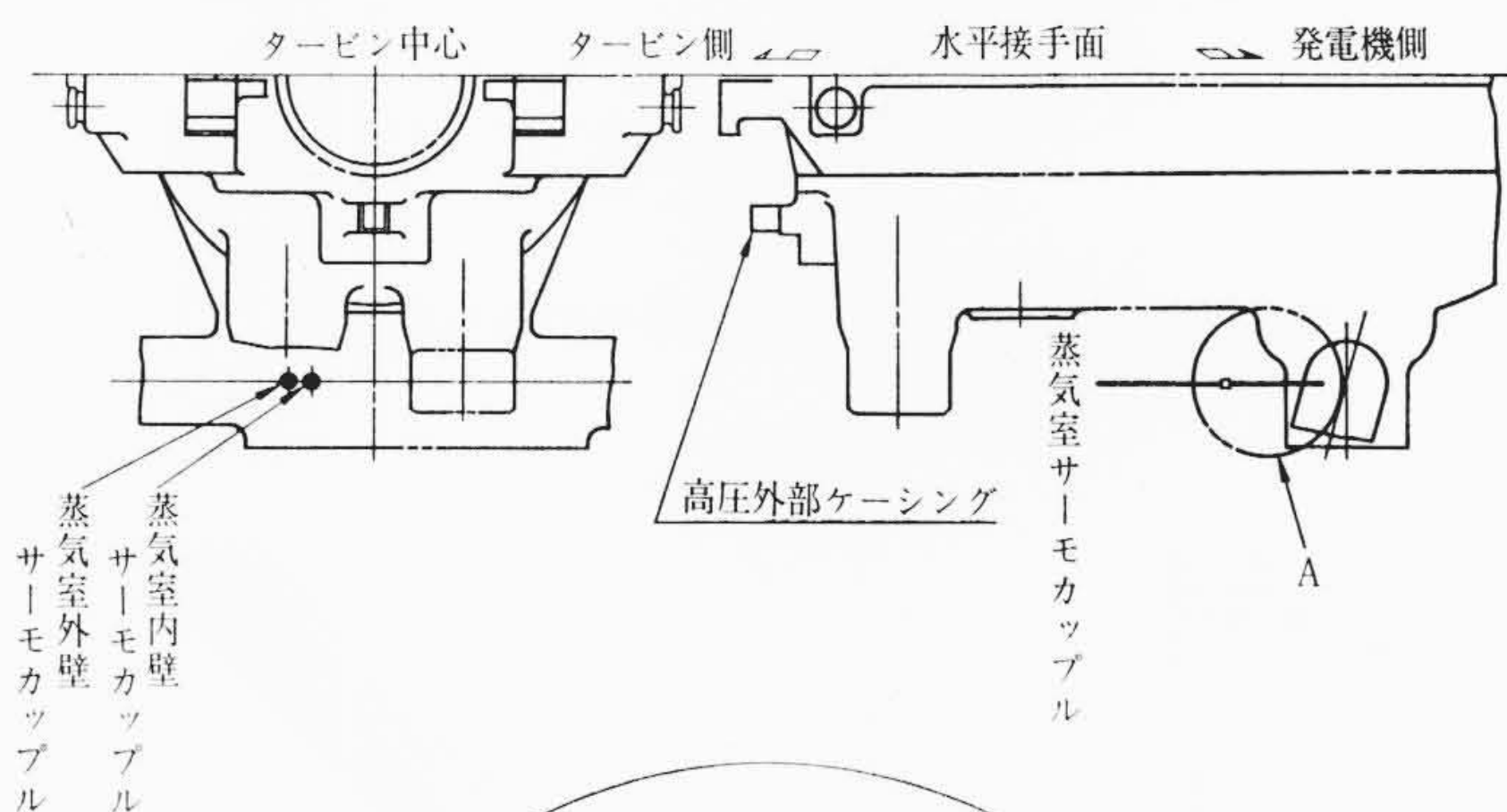
6.1 特殊計器

- (1) 速度およびカム軸位置記録計
- (2) 軸振動記録計
- (3) 偏心記録計
- (4) 車室伸びおよび伸び差記録計

第21図は上記(1)から(4)までの特殊計器の発信器の取付場所およびその外観を示す。軸振動の標準として、第3表に示す値をとっている。タービンロータの偏心量の制限値は、個々の設計によってそれぞれ異なり、日常運転の経験で得られた安全値を越えること



第23図 主塞止弁内外壁温度差許容値



第24図 蒸気室内壁温度測定装置取付図

は避けなければならない。従来の実績から見て、一般的な制限値として偏心量 0.075 mm (3 mils) を警報設定点とした。

6.2 ケーシング温度測定

主塞止弁、蒸気室および高圧内部車室第1段落後の熱応力を、許容値内におさめるため、ケーシングの温度を測定し監視できるようにしてある。

(1) 主塞止弁

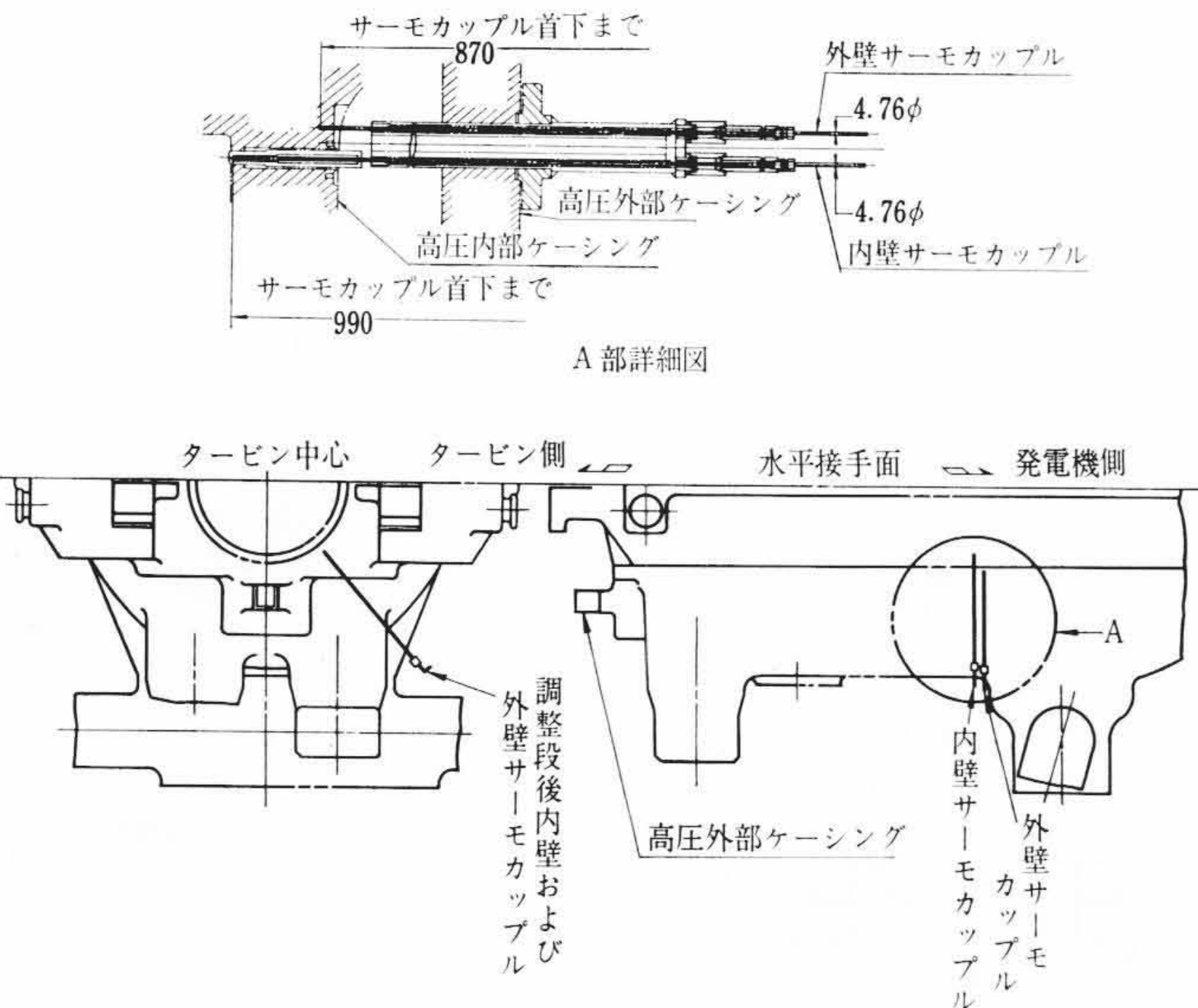
第22図は主塞止弁ボデーの内外壁温度測定装置を示す。ボデー肉厚が $140\text{ mm} \left(5 \frac{1}{2} \text{ in} \right)$ 以上になると、起動停止時に熱応力が大きくなるので、これを許容値以内におさえるため、その肉厚以上のものには内外壁温度測定装置をつけることにしている。内外壁温度差の許容値は第23図のとおりで、内壁温度によって異なる。

第 4 表 蒸気室の金属温度（内
壁面）上昇率および内外壁温
度差許容値

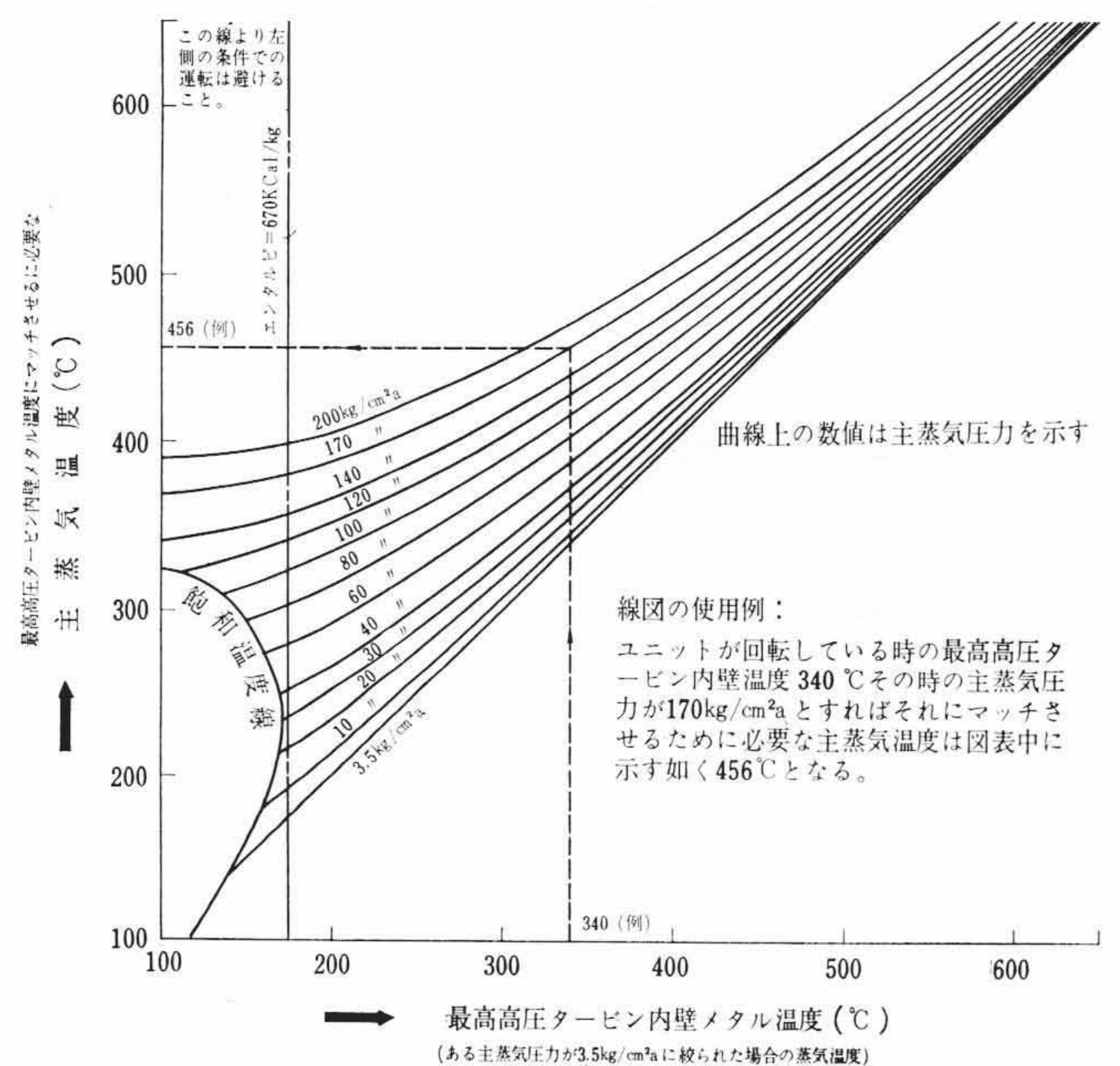
上 昇 率	278℃/h (500°F/h)
内外壁温度差	83℃(150°F)

第 5 表 高圧内部車室第 1 段落
後の金属温度(内壁面)下降率
および内外壁温度差許容値

下 降 率	83℃/h(150°F/h)
内外壁温度差	83℃(150°F)



第 25 図 高圧内部車室第 1 段落後の内外壁温度
測定装置取付図



第 26 図 温 度 マ ッ チ ン グ 線 図

(2) 蒸 気 室

第 24 図は主蒸気入口部の蒸気室内外壁温度測定装置を示す。蒸気室の起動時における金属温度上昇率（内壁面）および内外壁温度差は第 4 表に示すとおりである。

(3) 高圧内部車室第 1 段落後

第 25 図は高圧内部車室第 1 段落後の内外壁温度測定装置を示す。

この部分は、特にタービン停止過程において大きな熱応力を受けやすいので、その監視のために取り付けてあり、許容値は第 5 表に示すとおりである。

6.3 ケーシング温度マッチング法

第 26 図に示す線図により、高圧タービン最高内壁温度にマッチする主蒸気温度を求める。図中の破線は、最高内壁温度が 340℃ のとき、主蒸気圧力を 170 kg/cm²abs とすると、主蒸気温度は 456℃ となる。

7. ボイラ・タービンインタロック

本プラントには、UP ボイラを採用したので、ボイラ・タービン間のインタロックは、従来のプラントと異なり、第 27 図に示すように、主蒸気温度高、主蒸気温度低、主塞止弁内外壁温度差大、ボイラ MFT トリップに対する警報ならびにタービントリップ回路を新しく追加した。

8. ボイラ給水ポンプ駆動用蒸気タービン

ボイラ給水ポンプ駆動に、電動機を使用するか蒸気タービンを使用するかを経済分岐点は、現在の設計技術では出力 220,000 kW 近傍を境界として、それ以下の出力では電動機、以上の出力では蒸気タービンを採用する傾向にある。また電動機駆動の場合、発電所の容量が増大するにつれて、電動機もまた大きくなり、過大な起動電流と付属電気設備が必要で、これが大きな問題になってくる。他方給水ポンプは、7,000 rpm 以上の高速回転で設計されるものが多い、これを蒸気タービンで駆動することにより、上記の問題が解決でき、また電動機駆動の場合に比べ送電端出力の増加、サイクル熱効率の上昇、ひいては経済性の向上につながる、大容量発電所では蒸気タービン駆動のほうが有利になってくる。第 28 図はヒートバランスを示したもので、給水ポンプ駆動に背圧タービンを採用した。第 29 図は背圧式駆動用タービンを示す。タービンはたわみ継手を介して給水ポンプに直結され、タービン軸は制御系統からの指示により 70 から 105% の速度範囲内で可変速度運転が行なわれる。したがって部分負荷において、著しくポンプ効率を向上しうる結果になる。駆動用蒸気はタービンが約 60% 出力以上では、上側の蒸気室に主タービンの高圧排気が導入されるが、それ以下の出力になると低压加減弁が全開し、次に高圧加減弁が開きはじめ、下側の蒸気室に主蒸気が導入され高温および低温蒸気が併用される。第 30 図は主タービン負荷に対する給水ポンプ用タービン蒸気量の変化を示す。このタービン仕様は次のとおりである。

形 式 背圧式衝動単車室形

最 大 出 力 3,900 kW × 2 台

回 転 数 6,750 rpm

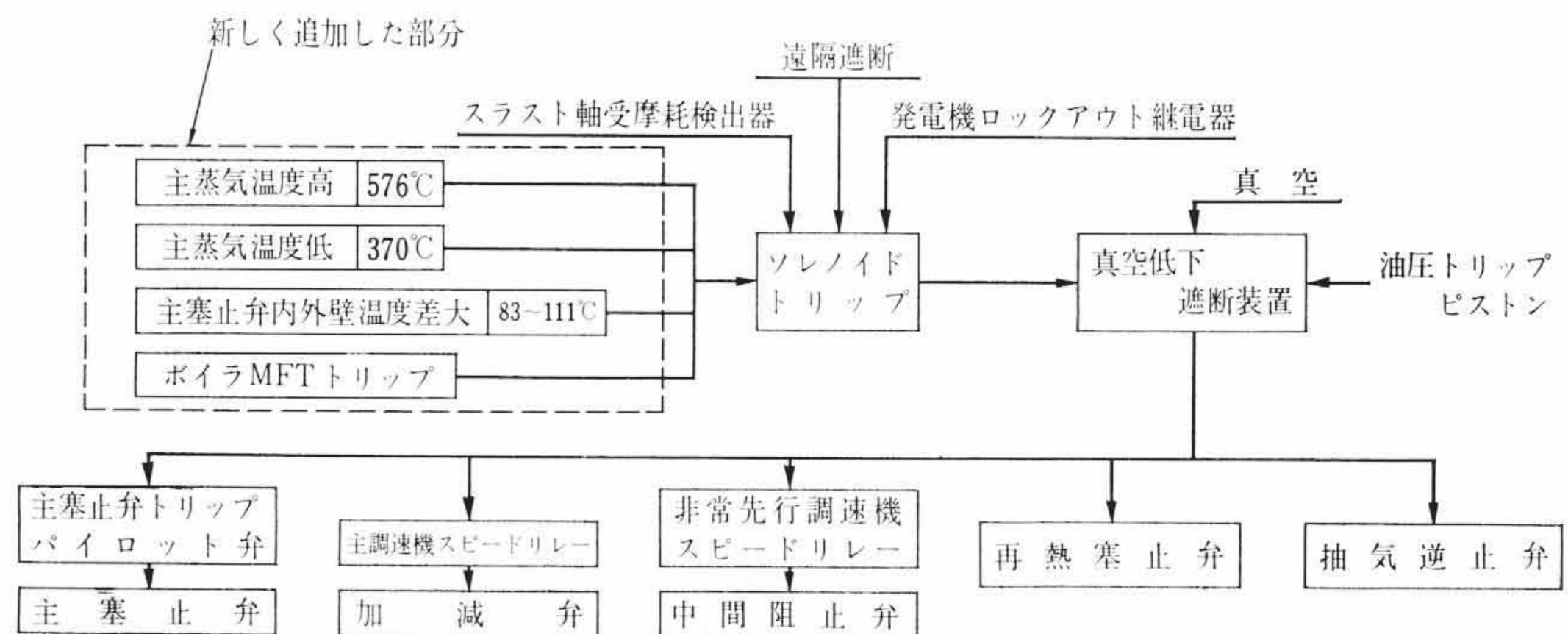
蒸 気 条 件

(a) 低 圧 加 減 弁 (250,000 kW 出力 全抽気時)

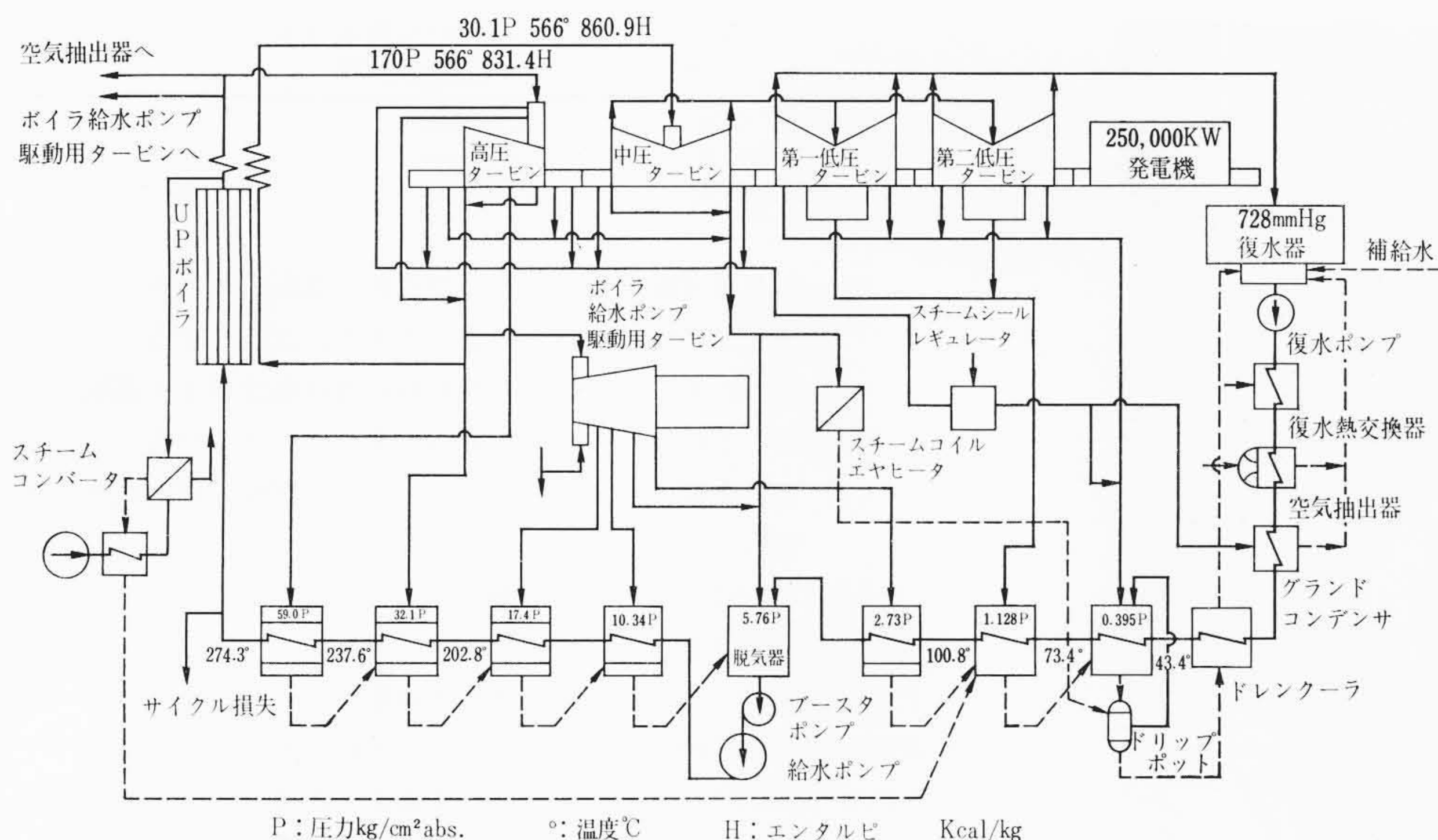
主 蒸 気 圧 力 (主塞止弁前) 31.9 kg/cm²g

主 蒸 気 温 度 (主塞止弁前) 342.4℃

(b) 高 圧 加 減 弁



第 27 図 新しく追加したボイラ・タービンインタロック回路



第28図 背圧タービン駆動の場合のヒートバランス線図

主蒸気圧力
(主塞止弁前)
169 kg/cm²g
主蒸気温度
(主塞止弁前)
566°C

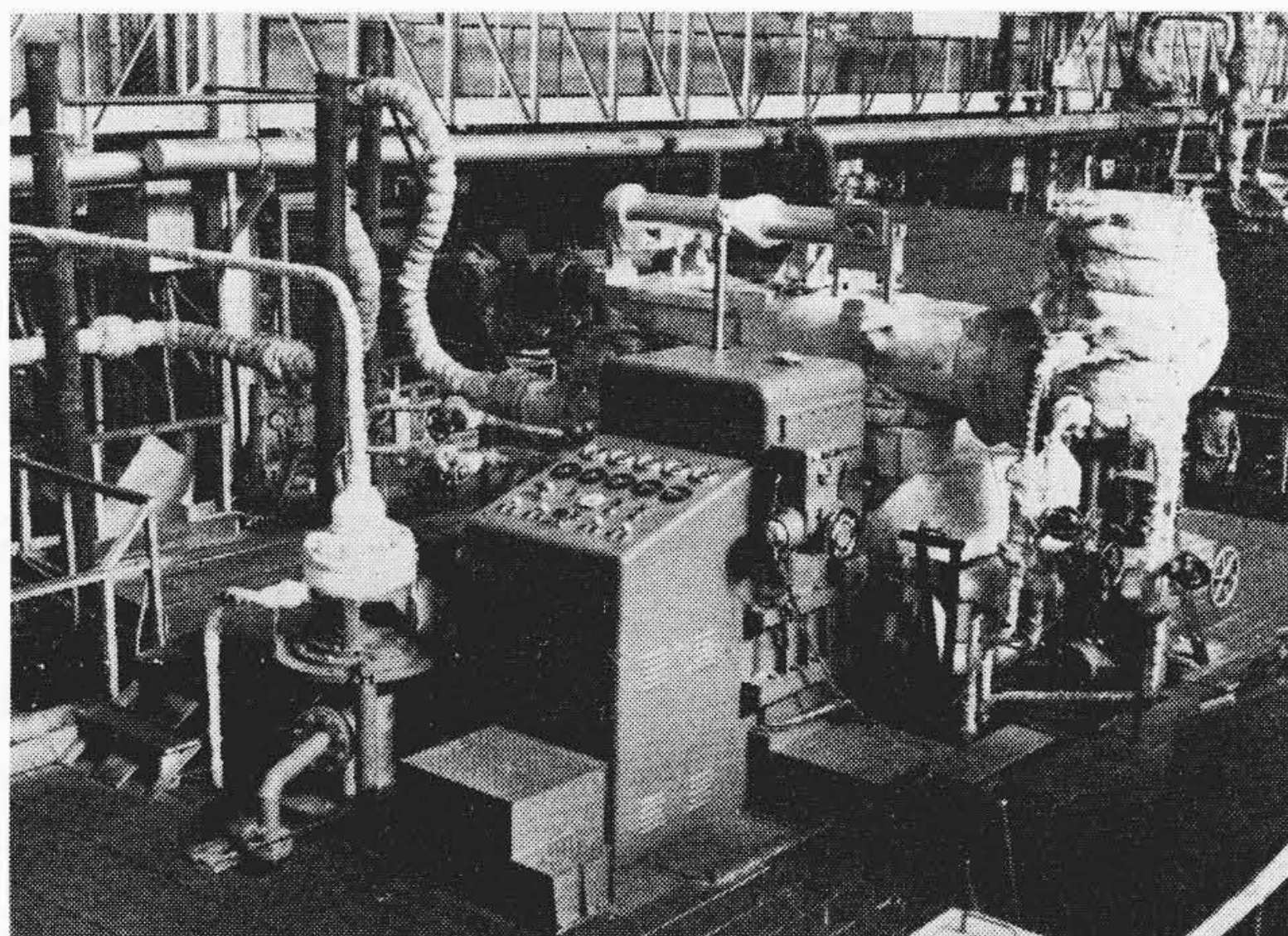
排気圧力
(250,000 kW 出力全抽気時)
1.81 kg/cm²g
抽気段数 3
タービン段落数 7 段

9. コールドスタート時のタービン過速度試験

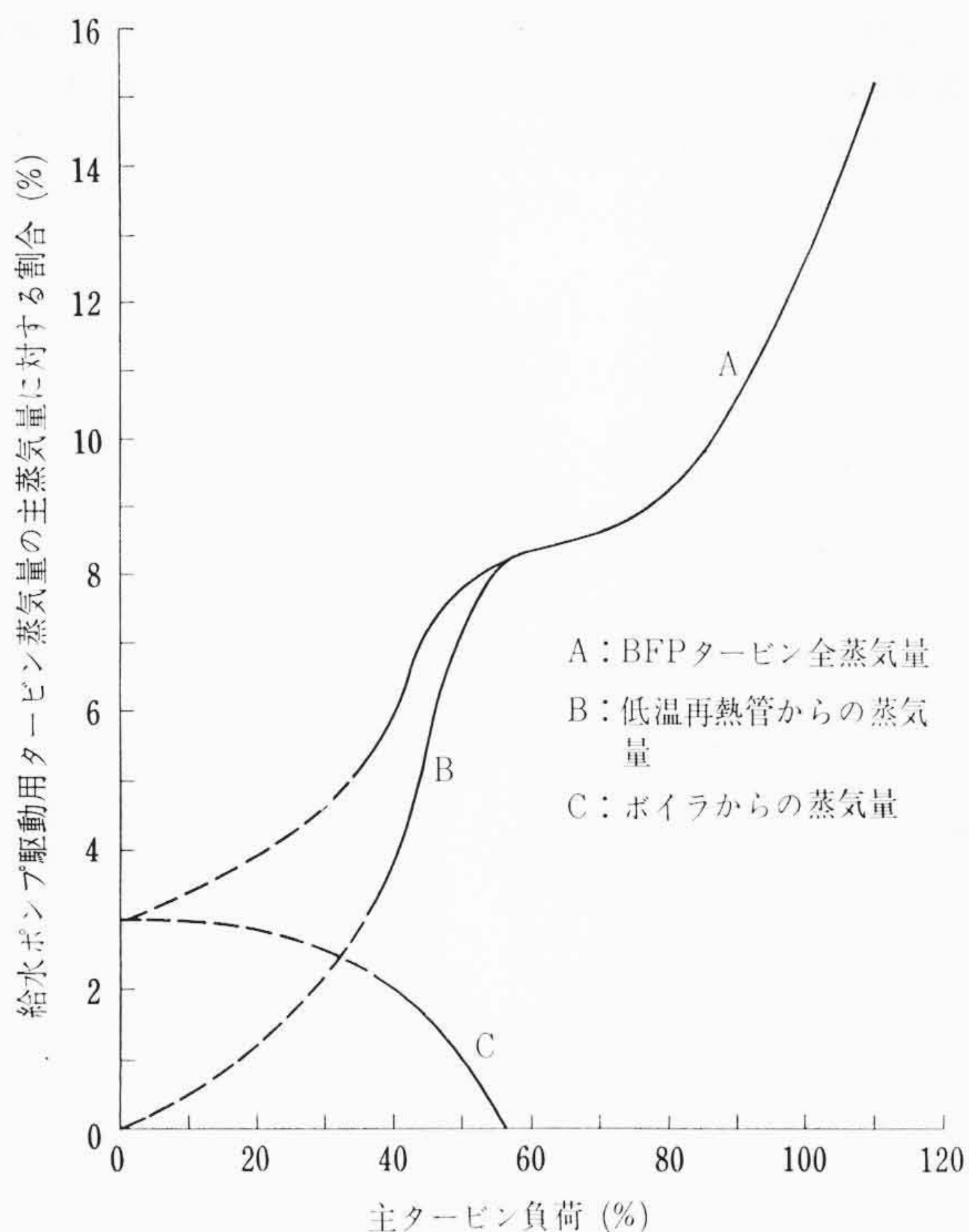
タービンを据え付けて、はじめで試運転する場合とか、定検後試運転する場合のように、いわゆるコールドスタート時には必ず非常

調速機が、110±1% 過速度で確実に作動するか否かを、確認するよう取扱説明書で指示しているが、こうしたコールドスタート時に、高圧および中圧タービンロータが中心まで十分に暖機されない中に、過速度試験を行なうことは、ロータの寿命にとって望ましくないことがわかった。その理由は次のとおりである。

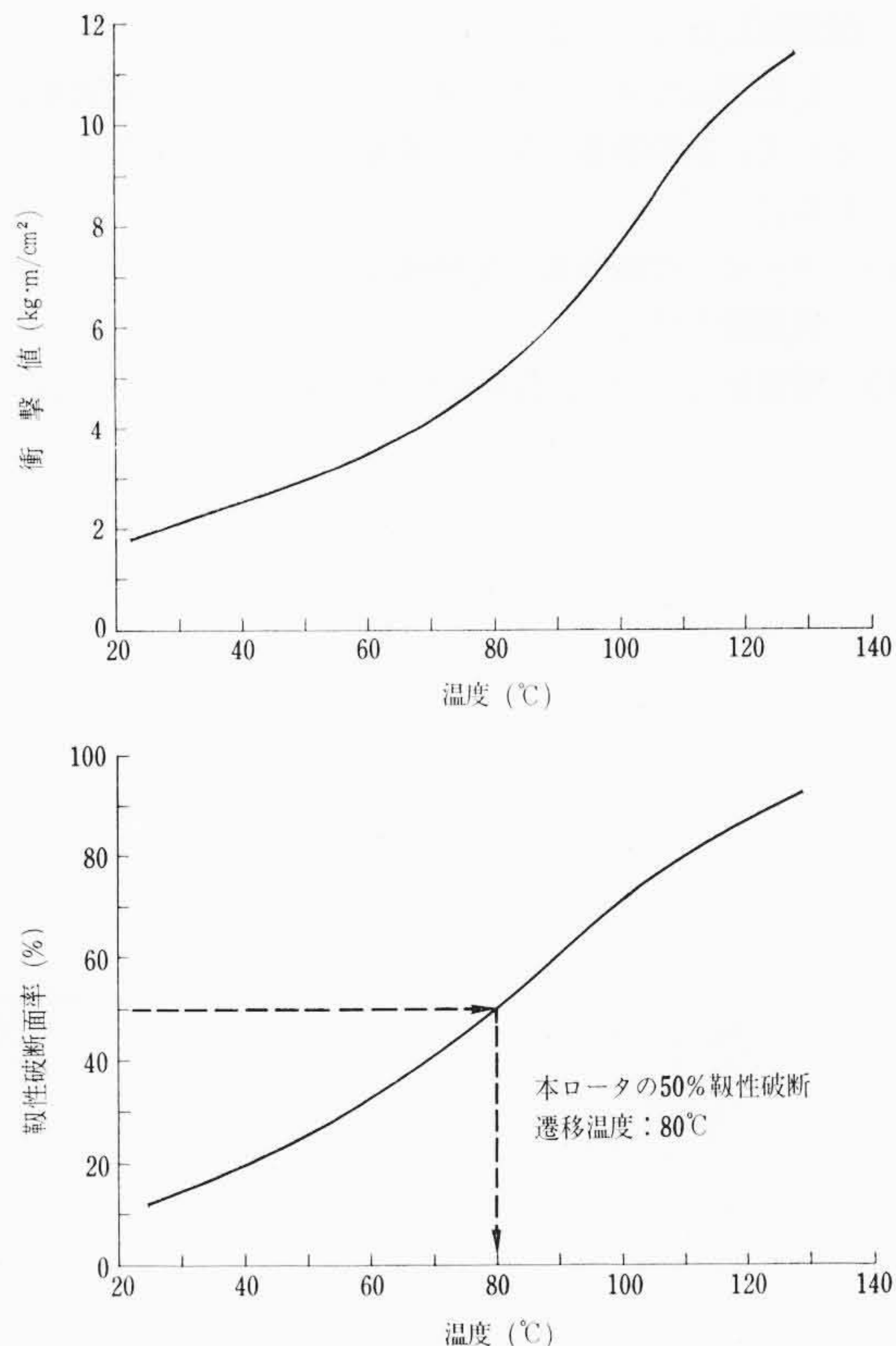
- (1) 110±1% の過速度によって、回転体に作用する最大応力が定格回転時の 23% 増しとなる。
- (2) 従来のコールドスタートの起動時間では、高圧および中圧ロータの中心まで十分暖機できない。
- (3) 高圧および中圧ロータの材質は Cr-Mo-V 鍛鋼で、高温ラプチャー強度は大きいですが、遷移温度 (Transition Temperature) は 121°C (250°F) 近傍で比較的高い。



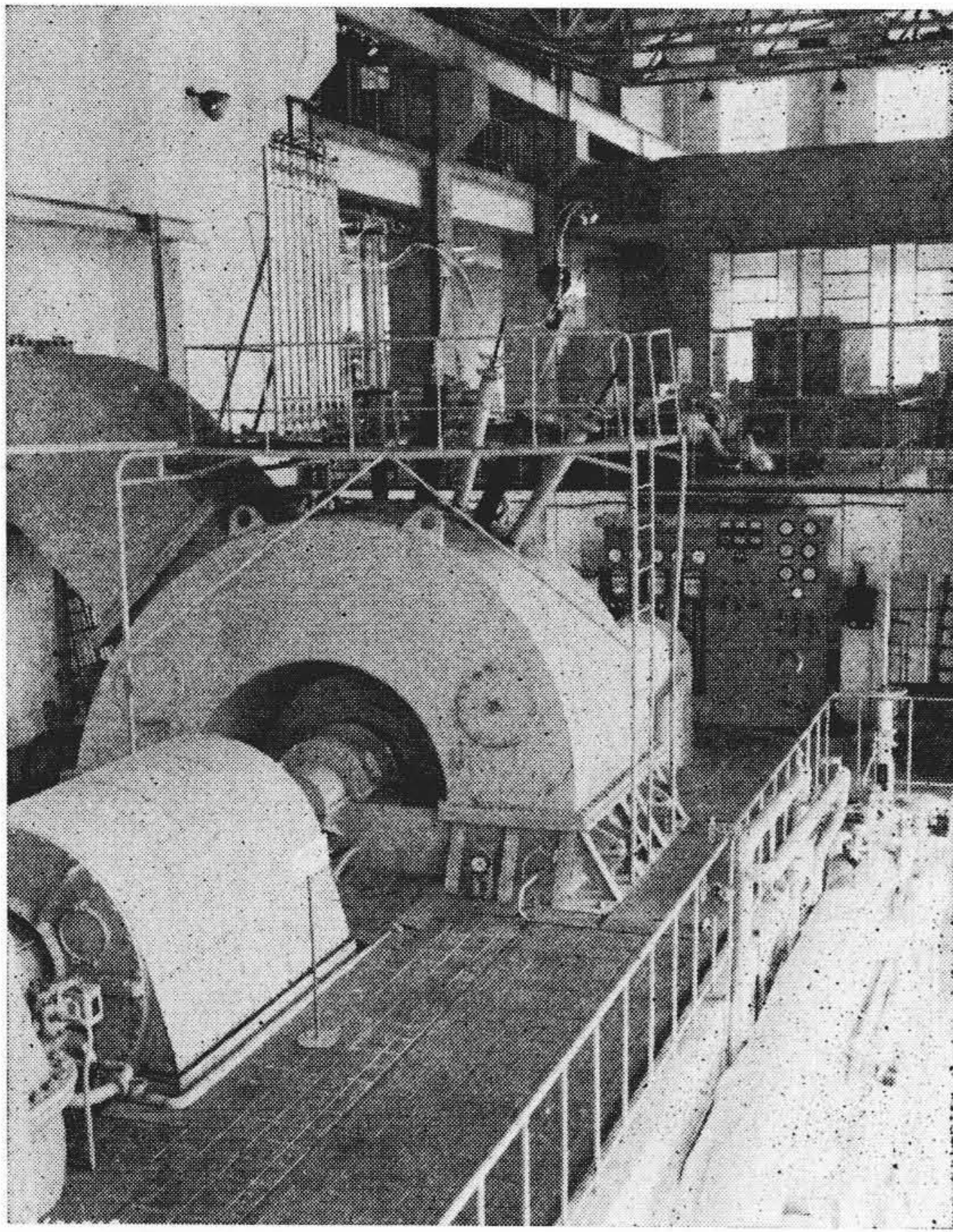
第29図 背圧式ボイラ給水ポンプ駆動用蒸気タービン



第30図 背圧式給水ポンプ用タービンの蒸気量の変化状態



第31図 Cr-Mo-V 鍛鋼の温度と靱性破断面率および衝撃値の関係



第32図 日立製作所日立研究所における長翼実験用実物大モデルタービン

- (4) 高圧および中圧ロータは、常にこの遷移温度以上で運転することが望ましく、これ以下の温度で運転し過速度試験を行なうと、著しく衝撃値の低い状態で23%増しの過大な応力が作用し望ましくない。第31図はCr-Mo-V鍛鋼の温度と靱性破断面率および衝撃値の関係を示す。
- (5) 最近の研究結果は、回転体の破壊にこの遷移温度と衝撃値の影響が非常に強いことを示している。
- (6) 低圧ロータ材はNi-Mo-V鍛鋼なので、遷移温度が低く、問題にしくともよい。

したがってコールドスタート時のタービン過速度試験法として、次の要領に従って実施することを推奨することにした。

- (a) タービンの回転数を定格速度まで上昇させたら、系統に同期投入する。
- (b) 定格出力の25%負荷をかけ、最小3時間その負荷で連

第6表 非常调速機の作動過速度とオイルトリップ速度の関係

オイルトリップ速度	2,768 rpm	92.3%
作動過速度	3,300 rpm	110 %
50サイクル運転速度	3,000 rpm	100 %

続負荷運転を行なう。この時間で高圧、中圧ロータの中心孔まで暖機され、中心孔で121℃以上になることが予想される。すなわちその材料の遷移温度以上で運転されるようになるので、衝撃値が著しく大きくなる。

- (c) 負荷を減小し無負荷にして、並列を解除し単独無負荷運転にする。
- (d) $110 \pm 1\%$ の過速度試験を行なって、非常调速機の作動を確認する。

上記の操作は、すでに据付中または運転中の再熱タービンすべてに適用される性質のもので、このように運転すれば、従来に比べてさらにタービンロータの寿命を長くすることができて、きわめて好ましいことになる。なお上記のように非常调速機を実際に試験する前に、最小3時間25%負荷で運転すると、その間の非常调速機の実際の作動回転数がわからず不安が残る。このためにオイルトリップによって定格回転数以下で、非常调速機の作動を確認できるようになっており、このオイルトリップ速度と作動過速度の間には第6表に示すような関係をもっている。

10. 結 言

わが国はじめての国産技術によって、3,000 rpm 4車室4排気タンデムコンパウンド 250,000 kW 大形タービンを完成した。

引き続いて3,600 rpm 3車室4排気タンデムコンパウンド 250,000 kW 大形タービンを完成した。日立製作所は、大形タービンに欠くことのできない長翼について、かねてから研究しており、長翼の効率、振動、強度、低サイクル運転特性など種々な条件のもとに、実物大の蒸気回転実験を推進してきた(第32図は日立製作所日立研究所における長翼実験用タービンである)。すでに低サイクル用50~26 in 翼、および60~26 in 翼は完成し、引き続き50~用 $33\frac{1}{2}$ in 翼の開発が始められている。60~については、30 in 翼はすでに完成済みなので、現在もっと長い翼を研究中で、今後の単機容量の増大、蒸気条件の向上、熱効率の改善に対して、設計製作技術の開発にいっそう努力したいと念願している。