

大容量2軸形ガスタービンの開発	41
大形ガスタービンを採用したコンバインドプラント (STAG)	47
二次系統制御所における電力系統計算機制御システム	53
最近の固体試料表面解析技術 オージェ電子マイクロアナリシス法	59
公害計測における粒子状物質の測定	65
濃縮法による悪臭成分のガスクロマトグラフィ	71
衛星搭載用エンジニアリングモデルミリ波中継器受信部	77
ボルト締緩用知能ロボットの開発	83
低速大トルク油圧モータの開発	89
アブダビ石油株式会社納め 海底油田生産設備用海底ケーブルの布設	95

大容量2軸形ガスタービンの開発

Development of Large Two-Shaft Gas Turbine

The development of a 65,000 HP two-shaft gas turbine was completed recently under a technical tie-up between Hitachi and General Electric Co. of the U.S. With a load shaft speed of 3,000 rpm, this gas turbine is intended for 50 Hz power generation, two-axial mechanical drive and marine uses. The prototype unit has performed successfully in the shop running tests at Hitachi Works. Besides satisfying the basic design criteria of a gas turbine, such as high reliability and operating flexibility, the unit is designed to fully satisfy the requirements of a two-shaft machine. Therefore special attention was given to improving both the reliability of the control of the second stage nozzle and the protection system.

小島秀夫* Hideo Kojima
大島義邦* Yoshikuni Ôshima
星野和貞* Kazusada Hoshino

1 緒 言

2軸形ガスタービンは、圧縮機を駆動する高压タービンと負荷軸を駆動する低压タービンが機械的に独立であることから、負荷軸が静止状態から最高速度までの全域で負荷運転ができるため、用途の範囲が広い。日立-GE形ガスタービンで2軸式のものは、12,000HP級のMS3002形⁽¹⁾と25,000HP級のMS5002形⁽²⁾があり、これらは産業用及びパイプラインの機械駆動用、船用あるいは発電用として広く利用されてきている。

ガスタービンが利用された初期の昭和35年ごろには、ガスタービンは容量的にも小形であったが、利用の伸びとともに大形化してきている。今後更に被駆動機が大形化することは必定で、特に液化天然ガス(LNG)プラントのガス圧縮機駆動用として、また大形の船舶推進用として、2軸形ガスタービンの大容量化が望まれており、60,000HP級の2軸機MS7002の開発に着手することになったものである。これは負荷軸速度が4,760rpmであるMS5002形をスケールアップし、負荷軸速度を3,000rpmまで下げたもので、50Hz発電用としても利用できるよう計画されている。

本ガスタービンは、開発目標として次の事項に留意して設計が進められた。

- (1) 長時間の連続運転が可能で、信頼性が高く、保守が容易であること。
- (2) 各種の燃料が使用できること。すなわち、広い範囲の発熱量のガス燃料、蒸留油、重質油、原油など。
- (3) 機械駆動、船用、50Hz発電用の各用途に適したもので、負荷軸の運転の柔軟性が高いこと。
- (4) 単サイクル、再生サイクル、コンバインドサイクルの各サイクルに対し、高性能を発揮できること。

これは日立製作所とアメリカ・GE社とが協同開発を行なったものであり、今般、この国際的な協力態勢のもとに日立製作所において工場完成し、成功裏に試運転試験を終了したものである。

2 MS7002ガスタービンの概要と特徴

2.1 計画概要

このガスタービンはこれまでに多くの実績を持つ機種と基

本的な設計については同様の技術が採用されており、大容量化された新機種であるが、確立された技術に基づいた信頼性の高い設計であるといえる。

図1は本ガスタービンの計画断面図を示すものである。これは従来のガスタービンと同様、組み立てられた状態で輸送、据付が可能となるようパッケージ化されており、大別してガスタービン本体と付属機器の部分に分けられ、それぞれ一体輸送ができるようになっている。

表1は、International Organization for Standardization (ISO)の標準状態における計画仕様を示すものである。

2.2 ガスタービン本体

圧縮機は高効率の軸流式15段であり、空気力学的に実績のある翼列を採用している。空気吸込部の入口ケーシングは内側のベルマウス部を縮小し、ここと空気取入室と一体の鋼板構造になっている。空気取入室は内面に消音器⁽³⁾と同様な吸音処理を施し、圧縮機より発生する騒音を最も近い位置で低

表1 MS7002ガスタービン計画仕様 ガスタービンは用途及び燃料によって性能が変わるが、これは主にタービン入口温度の相違によるものである。

Table 1 MS7002 Rating and Performance

仕様	区分	産業機械駆動用				発電用	
		単サイクル		再生サイクル		単サイクル	
						ベース	ピーク
燃料		重油	ガス	重油	ガス	軽油	軽油
出力		50,000HP	65,400HP	57,100HP	63,100HP	46,500kW	51,000kW
熱効率(%LHV)		26.2	27.2	32.1	33.7	26.1	26.3
タービン入口温度(°C)		900	926	900	932	926	982
タービン排気温度(°C)		482	499	482	488	499	538
回転数	高压タービン	3,600rpm				3,600rpm	
	低压タービン	3,020rpm				3,000rpm	

注：1. 外気条件=ISO標準状態
2. 吸排気のダクト損失は含まれていない。
3. 機械駆動用出力はガスタービン軸端HP、発電用は発電端kW

* 日立製作所日立工場

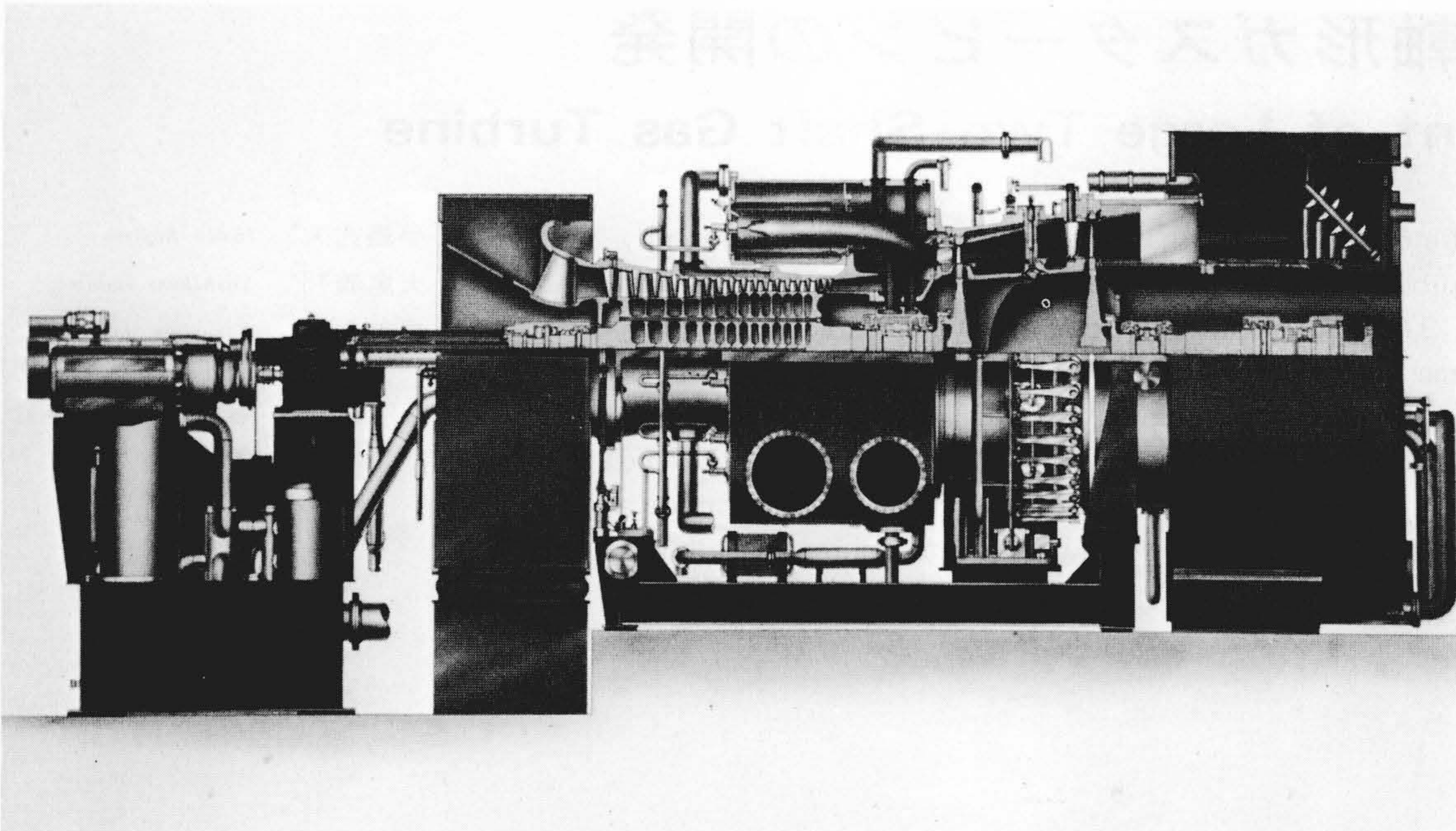


図1 MS7002 ガスタービン計画断面図
ガスタービン本体と付属機器はそれぞれ一体のベースに設置されており、全長は15.5mである。

Fig. 1 MS7002 Gas Turbine Cross Section

減しようにするもので、5～10dBの減音効果が得られる。起動及び停止時の圧縮機のサージングに対しては入口案内羽根を閉じることにより安全に防止できようになっているが、

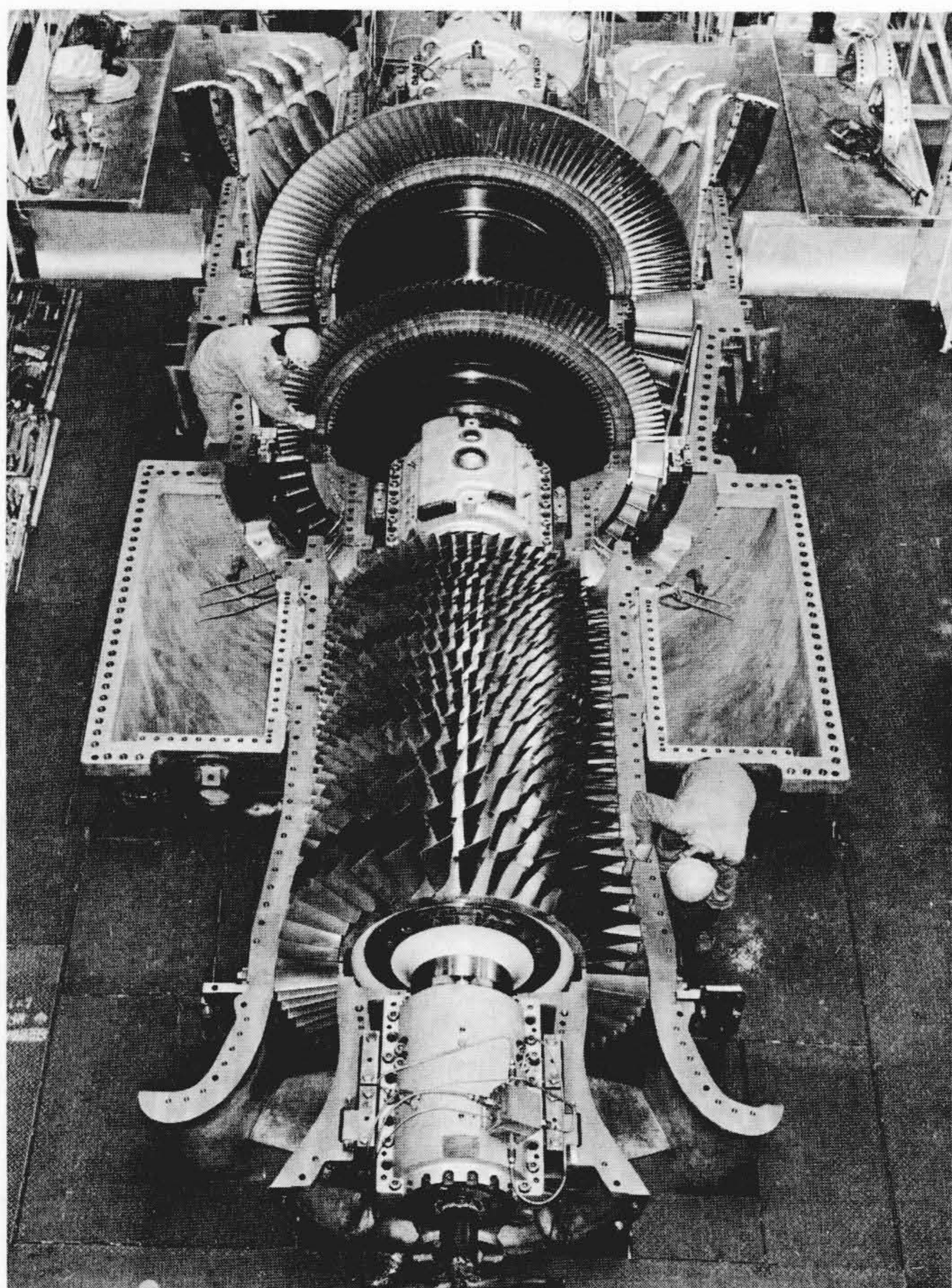


図2 工場組立中のMS7002 ガスタービン本体 手前の圧縮機タービンロータ及び後方の低圧ロータが設置され、アライメント作業を行なっているところを示す。

Fig. 2 MS7002 Gas Turbine During Assembly

更に11段の抽気空気をブリードすることにより安全性に余裕を持たせてある。なおこの11段の抽気は、タービン各部の冷却並びに軸受の軸シールに使用されるためのものである。

燃焼器は圧縮機高压部の外周部に配置されたキャニュラタイプで、ライナは12本に分かれている。圧縮機より吐き出された空気はいったん流れの向きを変えて燃焼器内に導かれ、燃焼器先端部より噴霧された燃料の燃焼により高温ガスとなりタービンに向かう。燃焼器では排気の無煙化のため、液体燃料については空気噴霧式を採用しており、窒素酸化物の発生に対しては水あるいは蒸気を燃焼器先端部より噴射することにより極めて低く抑えることができる⁽⁴⁾。

タービンは衝動式2段で、圧縮機を駆動する高压タービン(第1段)と負荷軸を駆動する低压タービン(第2段)に分かれているが、いずれも同一ケーシング内に配置されており、空気力学的には一体化された単一のタービンとみなすことができる。タービン部は高温ガスが通過するので、高温部の熱膨張及び周囲の冷却、熱しゃへいには特に注意が払われている。タービンの動翼にはロングシャंक設計を採用し、作動ガスに触れる高温の翼プロフィール部と植込部を離し、高い遠心力を受ける植込部の温度レベルを低く保つようにしてある。タービンで動力を発生したガスは排気室のディフューザを通り外部に排出されるが、この排気室には低压ロータを支持している第3及び第4軸受が内蔵されている。

図2は組立中のガスタービン本体を示すものである。

2.3 可変第2段ノズル

負荷軸を駆動している第2段タービンのノズルは図3に示すように、リンク機構によりノズルの取付角度を操作することができるようになっており、これによってノズルの流路面積が調整されることになる。図4は第2段ノズルがタービンケーシング内に組み込まれた状態を示すものである。

この可変第2段ノズルは、第1段タービンの背圧弁の役目をしているものと考えられる。しかし当然のことながら、第2段落に対しては空気力学的に効率の良いノズルプロフィールを形成しており、背圧の調整による絞り損失が生ずることなく、第1段タービンと第2段タービンの圧力比、す

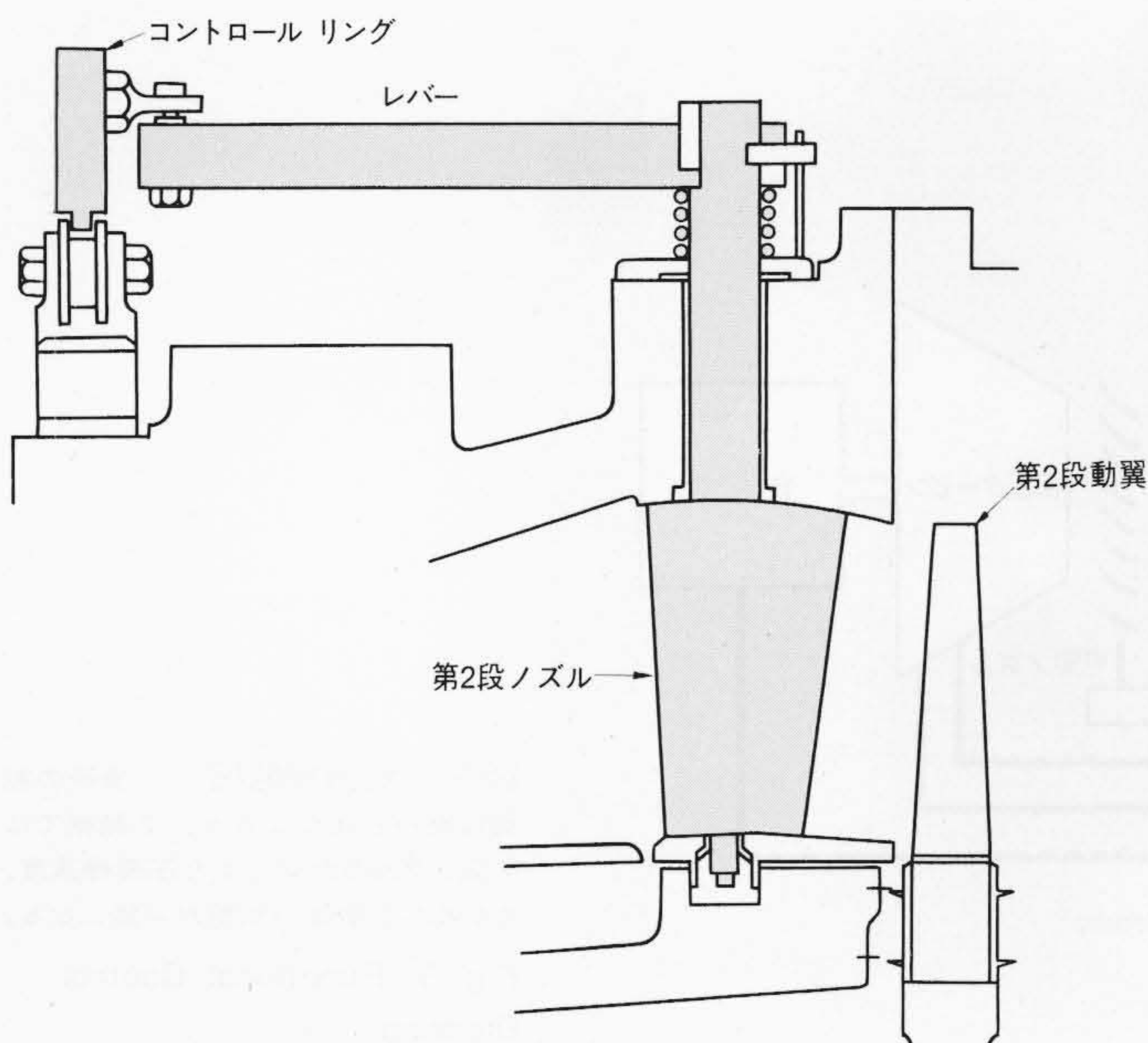


図3 第2段ノズル角度可変機構 第2段ノズルは、1枚ごとにレバーを介しコントロールリングに接続されており、コントロールリングを回すことにより、ノズル角度、すなわちノズル面積が可変となる。

Fig. 3 Variable Angle Second Stage Nozzle

なわちエネルギーの配分を調整することができることになる。

ガスタービンは、部分負荷運転あるいは外気温度の変化による空気量の増減によっても運転条件が変わる。第1段タービンと第2段タービンのエネルギー配分を調整できることは、運転条件の変化に対し最適の運転状態を保持させるような運転の柔軟性を有することになる。

2.4 2軸式ガスタービンの特徴

前項のように第2段タービンのノズル制御を行なうことにより、2軸形ガスタービンはその特徴が最大限に発揮されることになる。2軸形ガスタービンの特徴をまとめると次のようになる。

- (1) 負荷を静止状態から起動し、広範囲の速度制御が可能である。
- (2) 起動時に負荷軸を回転する必要がなく、起動動力を減少させることができる。
- (3) 外気温度が変わった場合でも最適の条件で運転できる。
- (4) 部分負荷では空気流量を減らし、ガスタービンの温度レベルを高く保持することができる。これは再生サイクルの場合には部分負荷の性能が大きく改善されることになる。
- (5) コンバインドサイクルの場合は外気温度の変化、あるいは負荷の変化に対して排気温度を高く保持することができるので、排熱回収ボイラの性能の低下が少なく、プラント全体の部分負荷の効率を大きく改善することができる。
- (6) 負荷の急激な減少に対し、燃料を制御すると同時に第2段ノズルを全開することにより、負荷軸の過速度を防止することができる。

2.5 付属機器

図1において圧縮機の前部(左側)が付属機器の部分であり、ガスタービン本体とは別体の補機ベースに設置されている。この部分にはガスタービン及び負荷装置に対する潤滑油装置が含まれており、ベースは潤滑油タンクを形成している。各軸受からの排油の戻りを良くするため、補機ベースは本体ベースより下げて設定される。補機ベースは横長の方向に配置

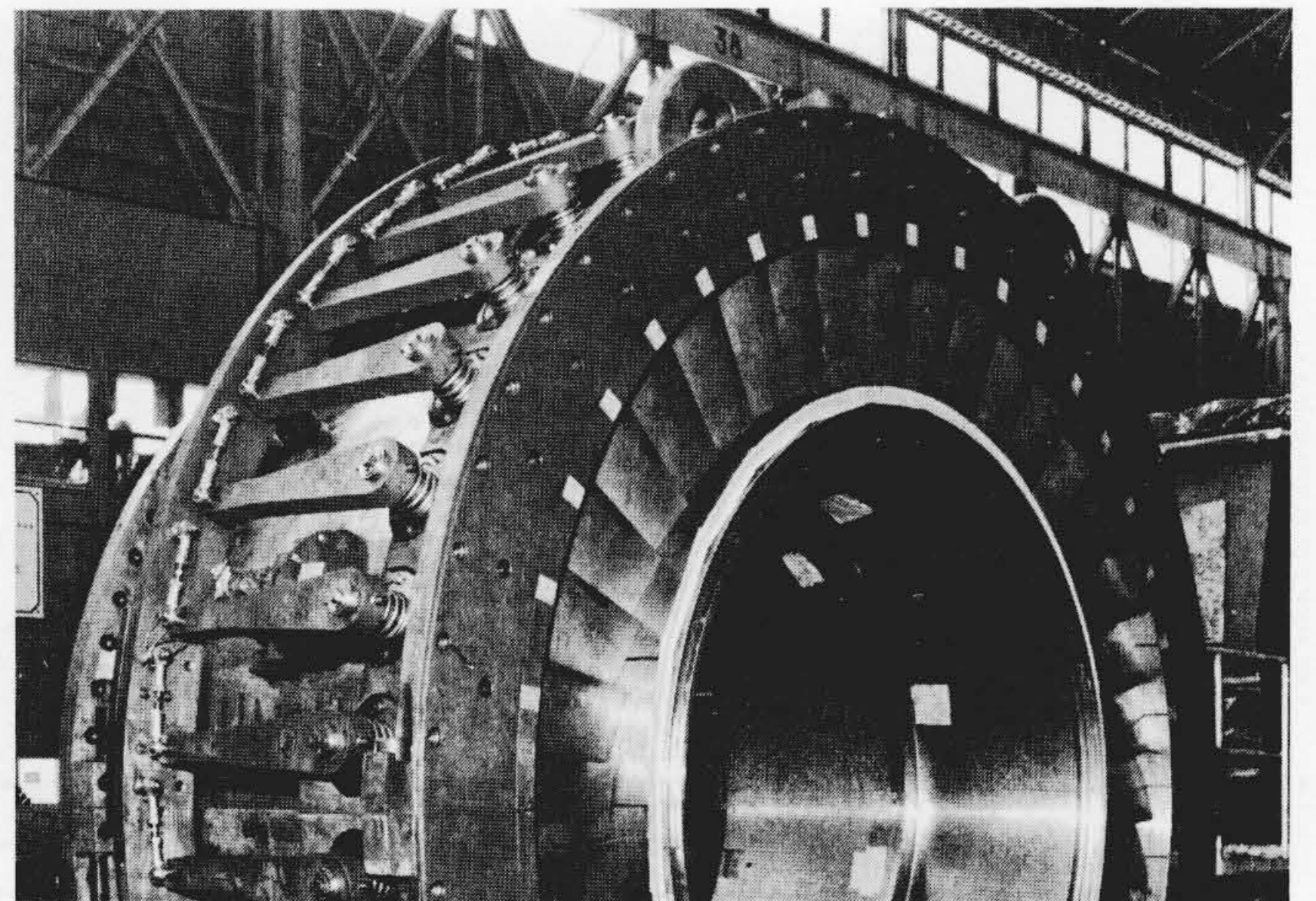


図4 タービンケーシングに組み込まれた第2段ノズル及びその駆動機構 ノズルは1枚ごとに流路面積が同一になるよう調整され、コントロールリングに接続されている。

Fig. 4 Second Stage Nozzles Assembled in Turbine Casing

されており、ガスタービン全体の据付長さを縮小している。

潤滑油ポンプ、燃料ポンプなどの運転に必要な補機は、補機駆動歯車装置を介して主軸駆動になっている。また、起動装置としては電動機が用いられるほか、ガスエキスパンダータービンなども使用することができ、これも補機駆動歯車を介して圧縮機軸に連結されている。なお起動装置には、自動嵌脱クラッチが装備されており、高圧タービンが自力で運転可能な速度に達すると自動的に離脱されるようになっている。

2.6 保守

ガスタービンの大形化に対応して、保守点検を容易にすることが重要な問題になってくる。これは主要なケーシングを分解することなく、ガスタービンに異状がないことを確認し、分解点検の間隔を延長することである。このため、最も有効な方法はボアスコープにより内部点検を行なうことで、本ガスタービンでは次の各位置でボアスコープ点検ができるよう考慮されている。

ボアスコープ取付穴位置及び取付穴数は下記のとおりである。

圧縮機第1段動翼前側	1個
燃焼器周囲	10個
第1段タービン動翼前側	4個
第1段タービン動翼後側	1個
第2段タービン動翼前側	4個

高温ガスにさらされ点検間隔が最も短い燃焼器関係では、燃焼器ライナ及び燃焼ガスをタービンノズルへ導くトランジションピースを燃焼器先端のヒンジ付カバーを開くことにより、取り出すことができるようになっている。

高圧タービン及び低圧タービンには合計4個の軸受が配置されているが、ガスタービン中央部の圧縮機とタービンの間の第2軸受を除いて、あとの3個の軸受については本体の上半ケーシングを取り外すことなく、上半ハウジングを取り外し、軸受ライナの点検ができるよう設計されている。

3 制御装置

3.1 制御の概要

図5は制御機能図を示すものである。ガスタービンの制御は基本的には出力を制御する燃料制御であるが、2軸機の制

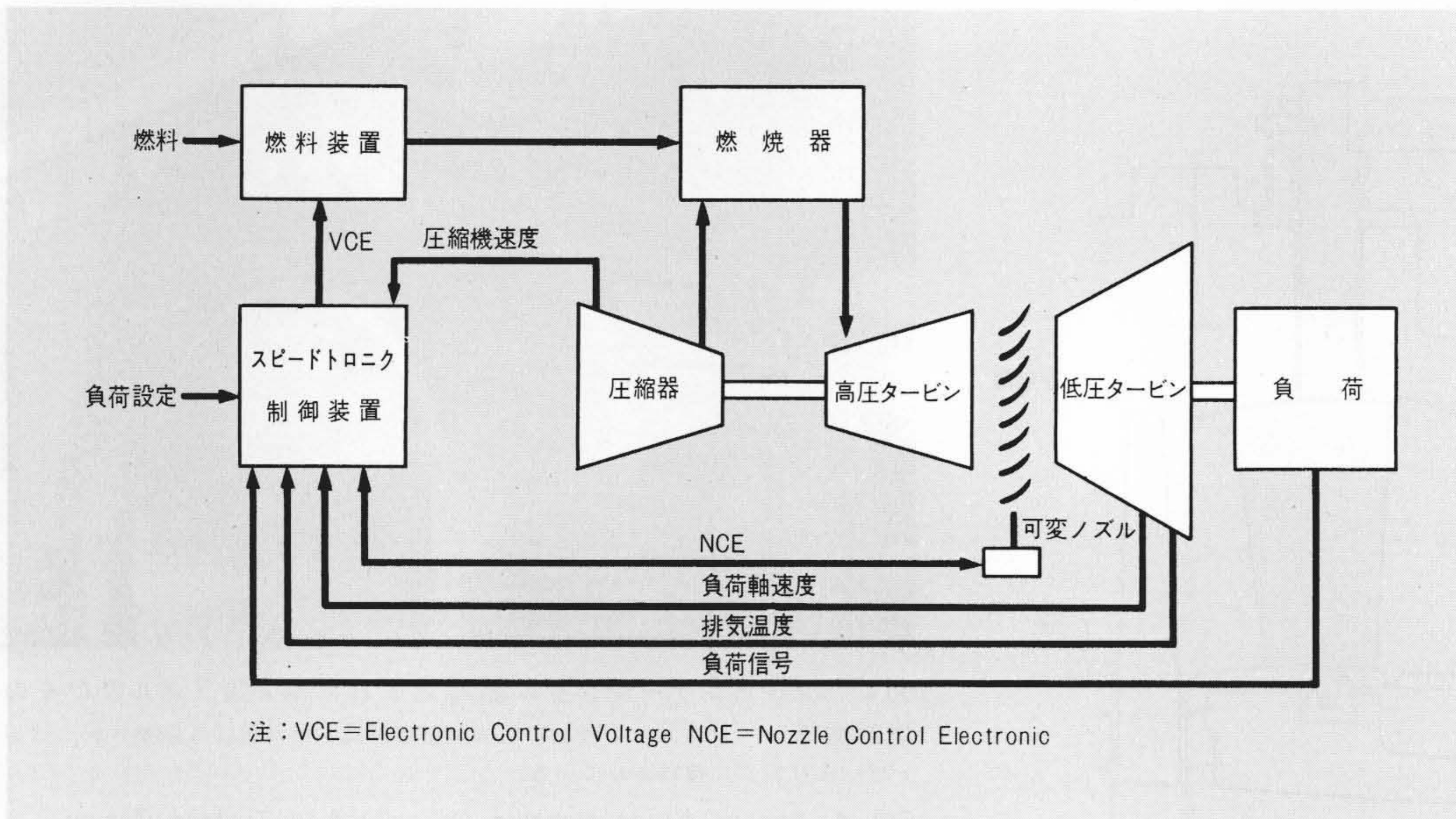


図5 制御機能図 負荷の制御は燃料制御によるが、2軸機では可変ノズルの制御により圧縮機速度、すなわち空気量の調整が可能になる。
Fig. 5 Functional Control Diagram

御の特徴は空気量、すなわち圧縮機軸速度を制御するノズル制御が追加されることである。この基本的な制御に付随して、ガスタービン起動から着火、加速、同期、負荷上昇などを時限的に自動的に進行させるシーケンス関係、また作動高温ガスが許容温度レベルを超えないようにするための保護装置、高速回転機であることによる過速度あるいは過振動保護装置などの保安装置も制御装置に含まれる。すなわち、制御装置は大別して次の4部分から成り立っている。

- (1) 燃料制御装置
- (2) ノズル制御装置
- (3) 起動停止装置
- (4) 保安装置

これらの制御装置の主機能は、スピードトロニックと呼ばれる電子制御⁽⁵⁾によっており、この特長は従来採用されてきた機械油圧式をエレクトロニクス化することにより、信頼性、耐久性を向上させるとともに、制御精度を高め、応答性を敏速化するところにある。このスピードトロニック制御は、ガス

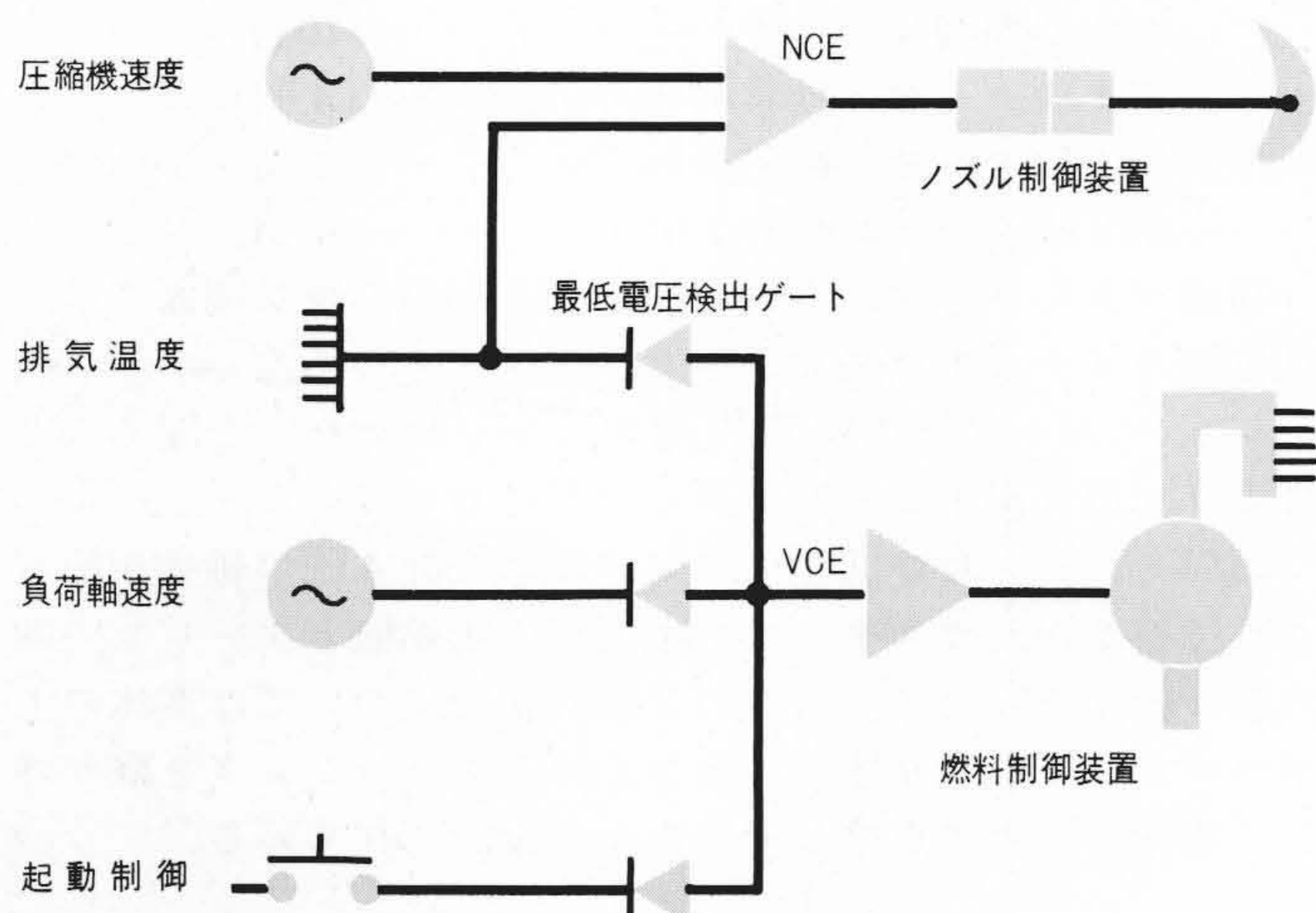


図6 制御系統図 ノズル制御は、排気温度を高く保持するよう圧縮機速度を制御しようとするもので、これはNCEによるノズル角度の操作によって行なわれる。

Fig. 6 Control Schematic

タービンの速度、温度信号を受信するとともに、負荷あるいは速度の設定を行ない、ガスタービンの燃料量を決定する電圧信号VCEと圧縮機軸速度を制御するためのノズル角度を決定する電圧信号NCEを出す(図6)。次に2軸機特有のものであるノズル制御につき以下に述べる。

3.2 ノズル制御装置

第2段ノズル制御は、ガスタービン排気温度により圧縮機速度を設定値内で制御しようとするもので、換言すれば排気温度を高く保持するよう空気量を調整するものである。このノズル制御はNCE信号によって行なわれ、圧縮機速度と排気温度によりNCEが設定されノズル開度はNCEに比例することになる。

第2段ノズルは前述したようにリンク機構により操作されるが、これは油圧シリンダにより駆動される。ノズル制御装置の油圧回路図は図7に示すとおりであるが、これらの機器は油圧回路の信頼性向上とコンパクト化のため、油圧マニホールドとして一体化されている。サーボ弁より供給される高圧油により油圧シリンダが操作され、このストロークを差動トランス(LVDT)により検知し、そのフィードバック信号とNCEとを比較することにより、シリンダの位置、すなわちノズル角度がNCEと比例関係となるよう制御することができる。

2軸形ガスタービンにおいては、負荷の急激な低下に対して、1軸形ガスタービンより負荷軸の速度上昇は厳しい条件にあり、燃料制御のみでは速度制限範囲を超える可能性がある。このような状態では、過速度防止のため第2段ノズルをいち早く全開させ、第2段タービンの発生動力を軽減してやる必要がある。このノズルを急速に全開させるダンプ弁として、従来のスプール形ソレノイド弁に代わり、ポペット形ソレノイド弁を使用したダンプ弁を開発し信頼性の向上を図った。図8はその構造図を示すものであるが、これはソレノイドのポペットが油圧に押されて開くため、従来のスプール形にみられた流体固着(ステイック)の恐れがなくなり、信頼性の向上と同時に、油圧回路のトリップ時間を大幅に短縮することが確認された。なおこの形式のダンプ弁は、このほかに燃料しゃ断弁のトリップ装置としても使用され、保安装置としての信頼性を高めている。

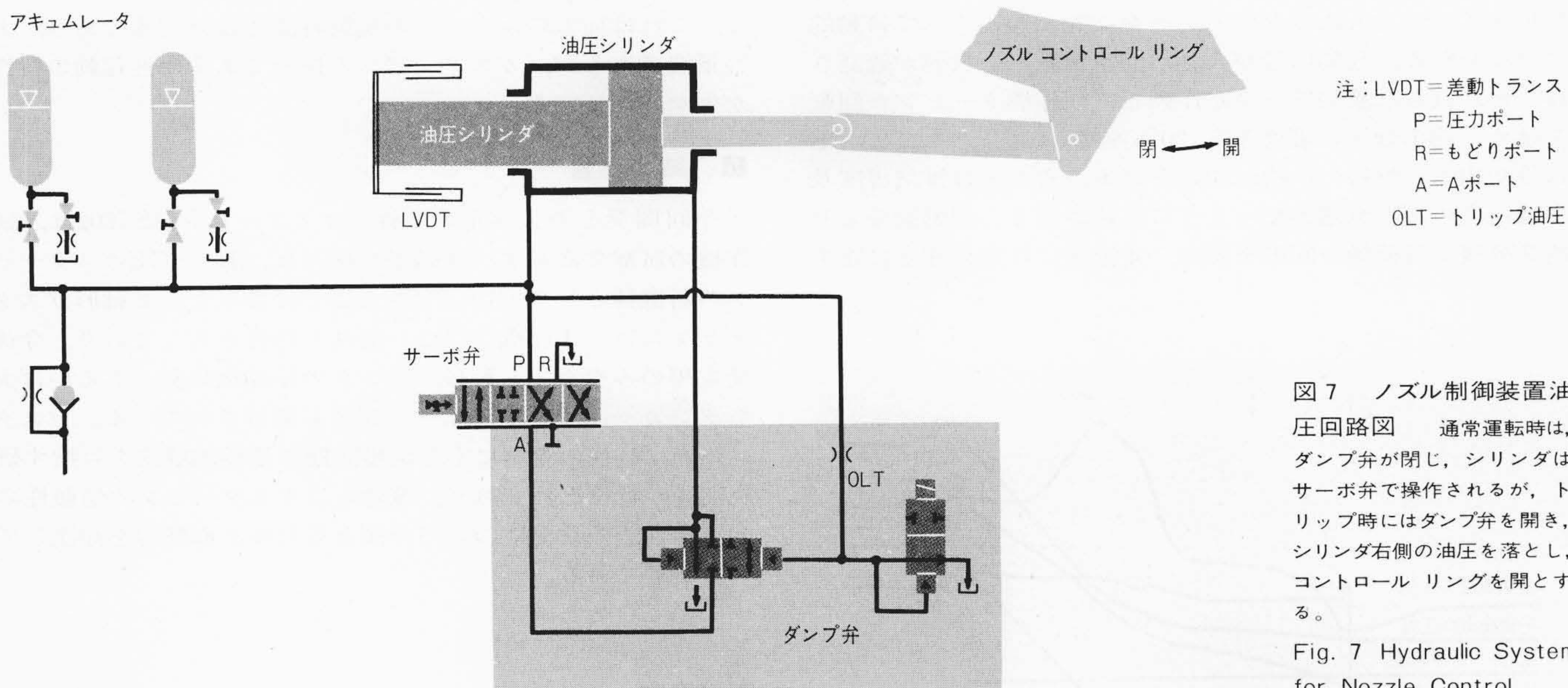


図7 ノズル制御装置油圧回路図 通常運転時は、ダンブ弁が閉じ、シリンダはサーボ弁で操作されるが、トリップ時にはダンブ弁を開き、シリンダ右側の油圧を落とし、コントロールリングを開とする。

Fig. 7 Hydraulic System for Nozzle Control

4 試作機の試験

試作機の各部品はそれぞれ単独試験により、性能を確認してから、試作機に組み立てられ、ユニットとして工場内試運転が実施された。これらの単独試験の主なものはロータの各種振動試験、燃焼器の単独燃焼試験、各制御機器の作動・耐久試験などである。

ユニットとしての工場内試験の目的は、圧縮機の性能、各

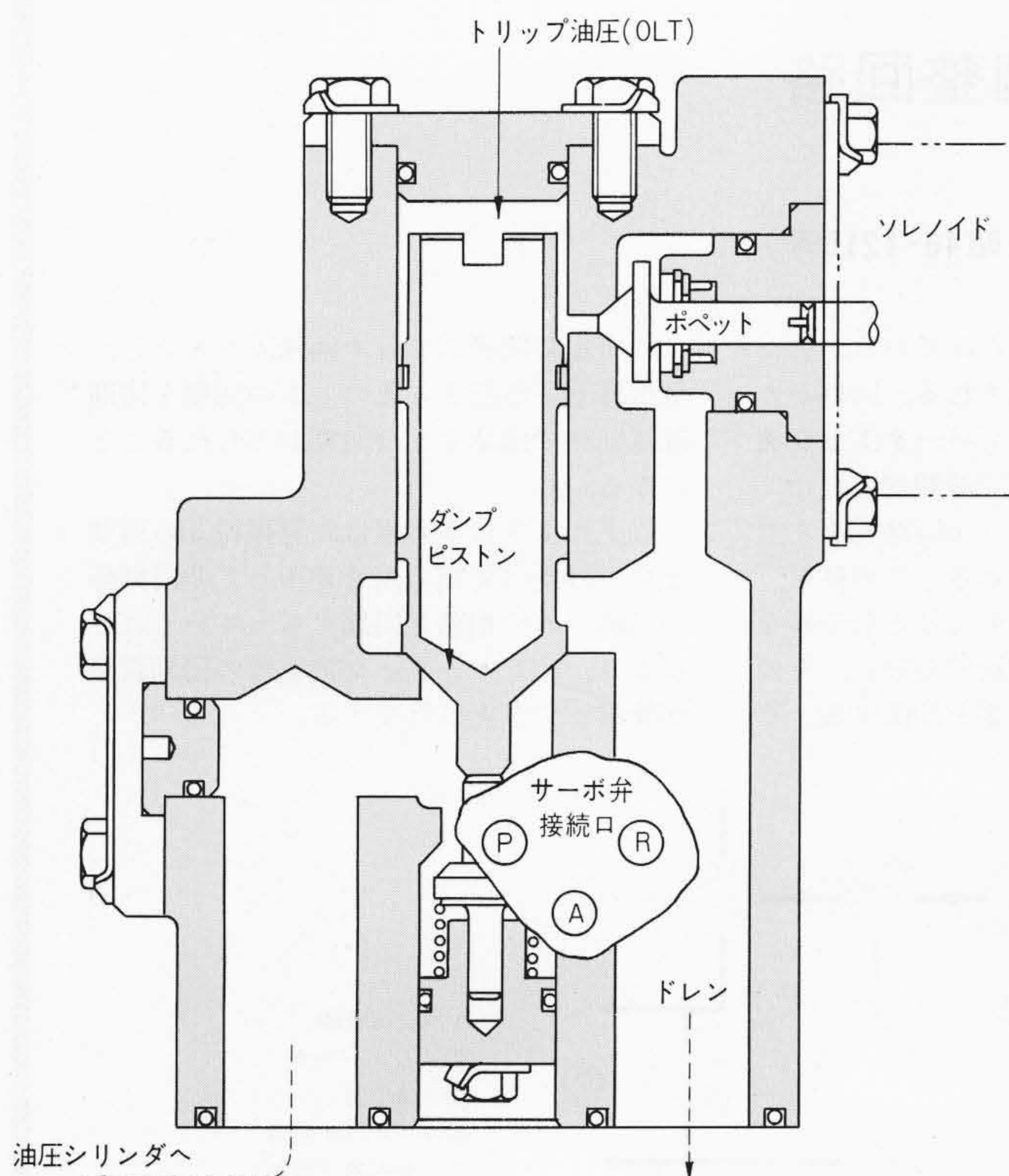


図8 ダンブ弁構造図 ソレノイドが励磁されているときは、ポペットが閉りピストンは押し下げられているが、脱磁されるとポペットがトリップ油圧に押されて開き、油圧が落ちピストンが押し上げられる。

Fig. 8 Solenoid Dump Valve

軸受の特性、各部振動、制御及び保安装置の運転性能を調べ、ガスタービンとして安全に運転できることを確認することである。これらの試験では、すべて所定の設計性能を有し、満足すべき結果が得られている。図9は工場内試運転試験中の状態を示すものである。手前が附属機器で、次が空気取入室とその後方にガスタービン本体が見える。

ガスタービンは停止後の冷却中にターニングが行なわれ、ロータの不均一な冷却が防止されるようになっているが、ターニング装置の異常事態を想定し、停止後ターニングを行なわない状態からガスタービンを起動する試験を実施した。この試験では起動時にほぼ通常の3倍の振動が発生したが、振動異常警報値以内に収まり、運転開始後比較的短時間で振動が正常な状態に下がっており、非常時にはターニングなしの状態からの起動が可能であることが確認された。

図10はガスタービンの起動特性を示すものである。起動は

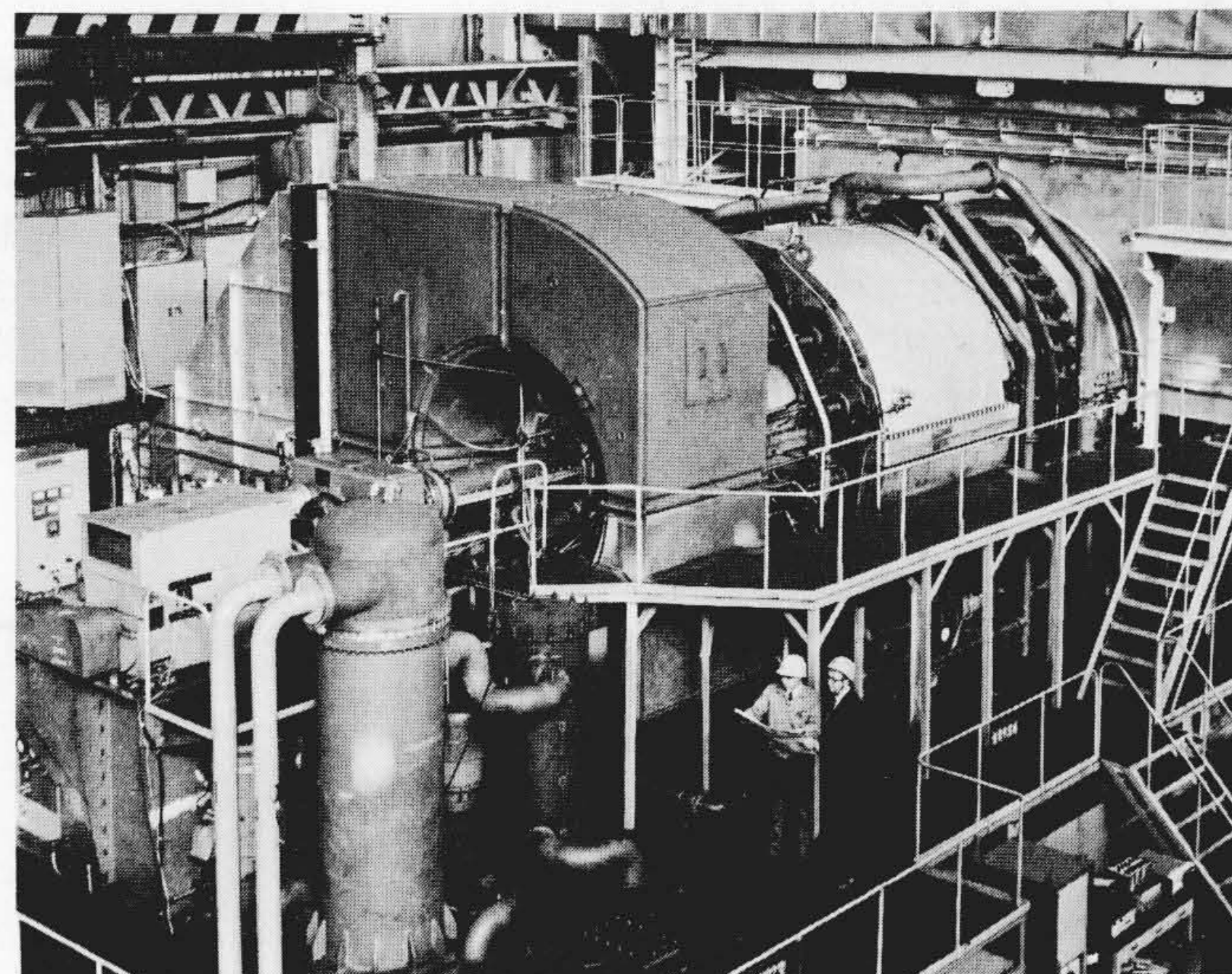


図9 工場試運転中のMS7002ガスタービン 工場試験では負荷を取ることができないが、負荷軸を固定することにより圧縮機タービンは、定格速度までの試験を実施している。

Fig. 9 MS7002 Gas Turbine under Shop Test

起動スイッチを入れるだけでシーケンシャルにすべて自動的に行なわれる。起動信号が入り、潤滑油系統の状態が確認されると、直ちに起動モータが作動し、圧縮機タービンが回転を始め、約1分後に着火速度(20%速度)に達し、ここでVCE信号が出され燃料の供給が開始される。着火後は排気温度及び加速度の制限を超えないように昇速される。起動指令より約2分後に負荷軸が回転を始め、4分後には定格速度に達する。

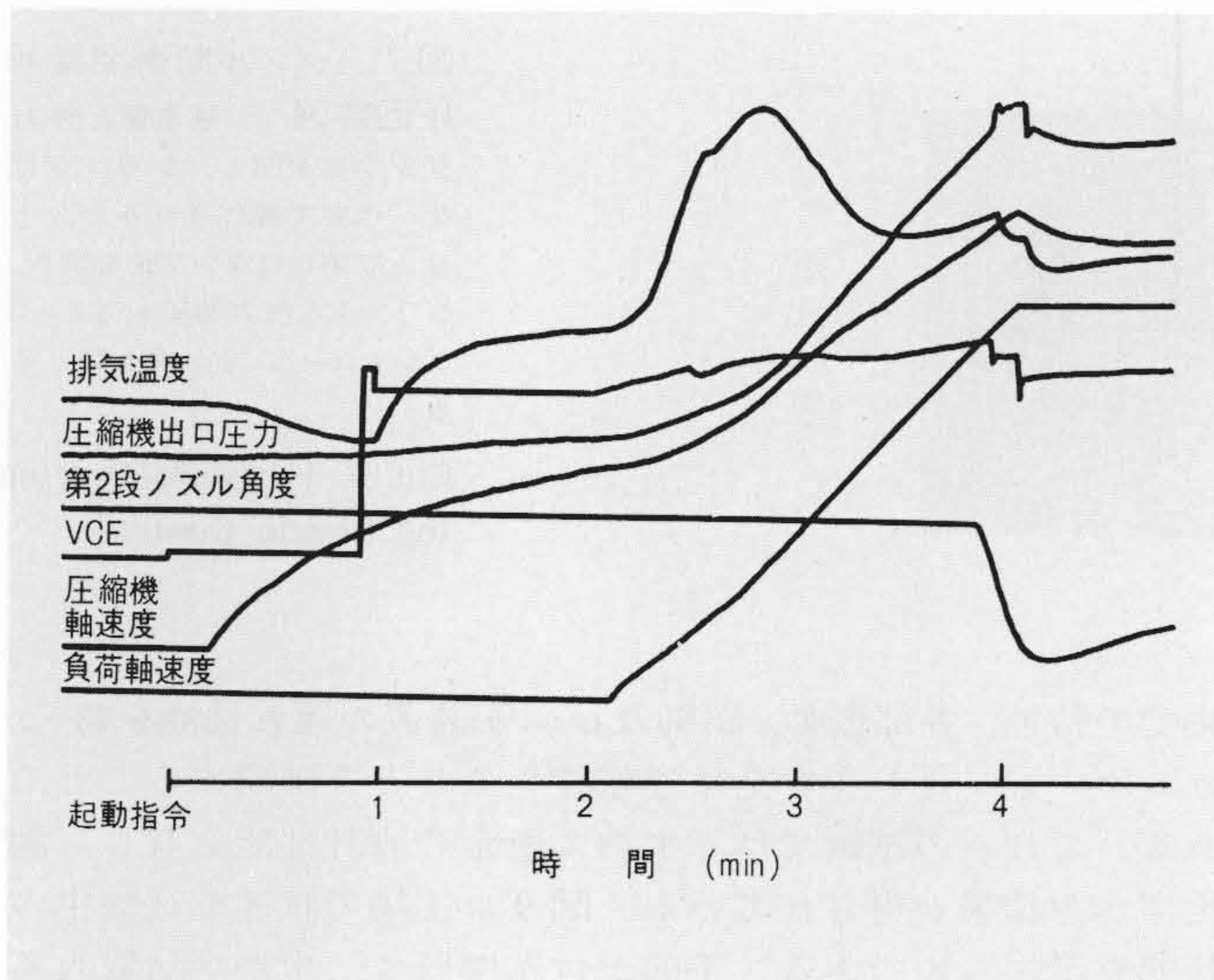


図10 工場試験における起動特性 起動はすべて自動的に行なわれ、起動指令後約4分で定格速度に達している。
Fig. 10 Start up Characteristic

る。これは従来のユニットの起動時間とほぼ同等であり、大容量機であるが、ガスタービンの長所である急速起動の特性が生かされている。

5 結 言

今回開発した大容量の2軸形ガスタービンMS7002は、試作機の試験で満足すべき結果が得られ、日立-GEガスタービンの新機種として実用化できることになった。2軸形ガスタービンには、1軸機にはない優れた特性を有しており、今後発電用のみならずLNGプラントの圧縮機駆動、あるいは大形タンカー、コンテナ船への採用も期待されている。ガスタービンは時代の要請に応じ環境問題の積極的解決を目指す研究開発が行なわれており、筆者らはガスタービンの信頼性の向上、性能の改善について今後ともたゆまぬ努力を傾注していく所存である。

参考文献

- (1) 加藤, 岸野, 目黒 「6,000kWパッケージ形発電設備」 日立評論48, 1392 (昭41-12)
- (2) R.M. Junge "Concept and Design of a 25,000HP Heavy Duty Marine Gas Turbine" ASME 70-GT-115
- (3) 平松, 岩尾, 堀 「ガスタービンの騒音対策」 日立評論55, 403 (昭48-4)
- (4) N.R. Dibelius, M.B. Hilt, R.H. Johnson "Reduction of Nitrogen Oxides from Gas Turbines by Steam Injection" ASME 71-GT-58
- (5) 草場, 上田, 目黒 「ガスタービンスピードトロニック制御」 日立評論54, 601 (昭47-7)



インバータ同期調整回路

掛札 優・前島和二

登録新案 第951256号 (実公昭46-1215号)

インバータを他の交流電源(商用電源、インバータなど)と並列運転する場合は、必ず同期をとる必要がある。しかしながら、インバータをいつ、いかなる起動をしても必ず同期がとられるということは実際上なかなか困難である。

本考案は、この同期を簡単かつ確実に行なえる同期調整回路を提供するものである。図はその構成を示すブロック図で、図において交流電源①とインバータ②を同期運転させる場合、まず交流電源①と同期した基準信号を発生する発振器③からの信号でインバータ②を制御する。この場合、スイッチ回路④は発振器③からの基準信号を受け、他制できる発振器⑤を発振させる。このときの発振器⑤の発振周波数は、発振器③からの基準信号によって決定される。パルス変換器⑥は発振器⑤からの信号を受け、インバータ②がインバータ運転できるようなパルス信号に変換される。

ここでインバータ②の出力⑧と交流電源

①の出力⑨との同期がとられているか否かを同期確認回路⑦で確認される。同期がとられていればそのままインバータ①と交流電源が並列運転に入るが、同期がとられていなければいったんスイッチ回路④をオフして発振器⑤の他制をやめる。この結果、発振器⑤は発振器③の基準信号と若干異なった自己固有の発振周波数で発振し、その発振周波数でインバータ②を制御する。そ

して所定時間後スイッチ回路④をオンし、発振器⑤を他制としそのときの同期を同期確認回路で確認すれば同期がとられることになる。

以上のように本考案は、発振器③の周期と発振器⑤の周期の差を利用して非同期時の180度の位相差を同期にもっていくことにより、インバータと交流電源の同期調整が簡単かつ確実に行なえる。

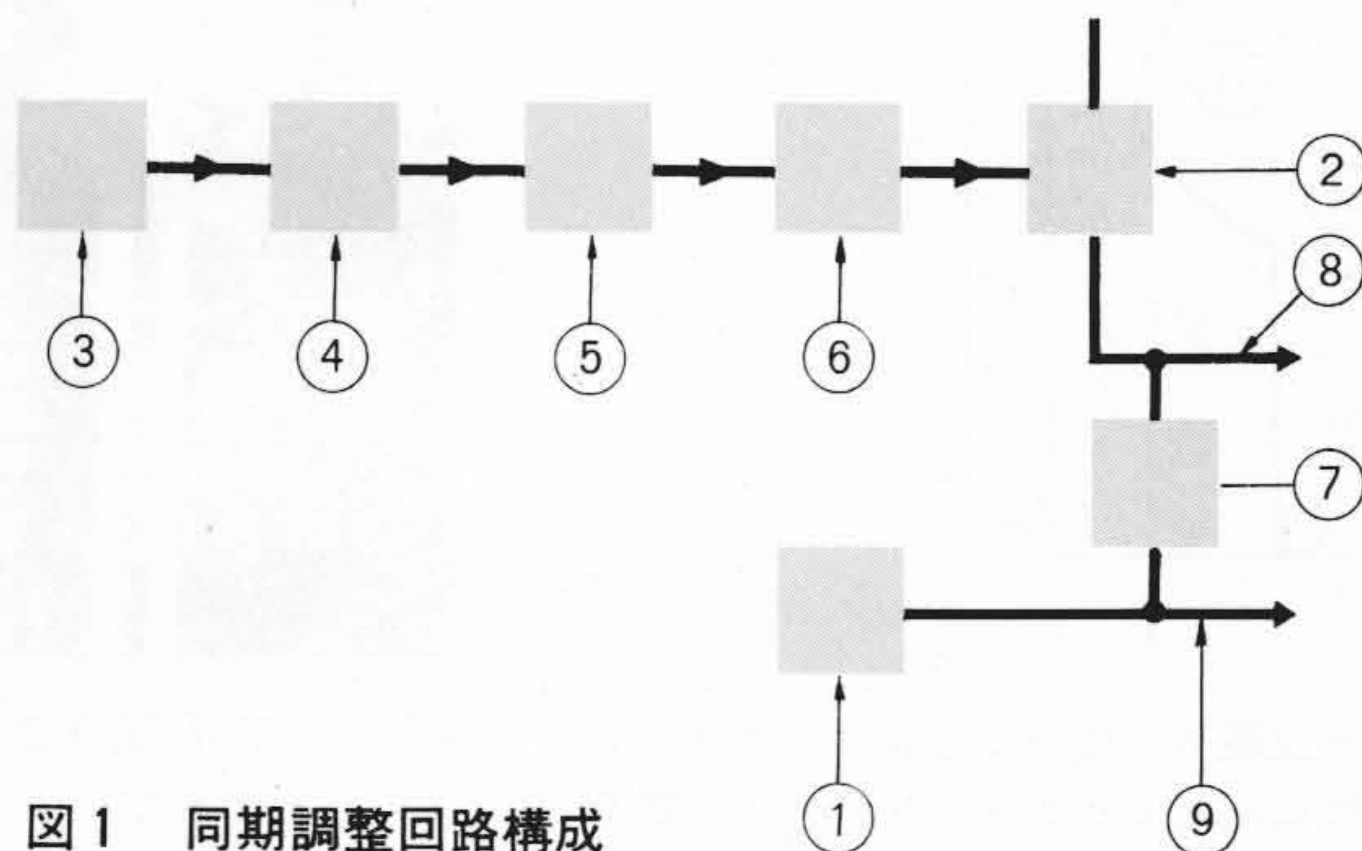


図1 同期調整回路構成

- 注:
- ①=交流電源
 - ②=インバータ
 - ③=発振器
 - ④=スイッチ回路
 - ⑤=発振器(他制)
 - ⑥=パルス変換器
 - ⑦=同期確認回路
 - ⑧=出力(インバータ②)
 - ⑨=出力(交流電源①)