

昭和発電株式会社市原発電所納め

3,000rpm 175,000kW低圧 1車室 4流排気形再熱タービン

3,000rpm 175,000kW Reheat Turbine

This low pressure, 1-hood, 4-flow type reheat turbine is worthy of note in being the first of its kind in the world. Also, in the conventional practice of turbine design, 175,000 kW class turbines are constructed with three cylinders, whereas this turbine has only two cylinders. Another feature is that it is provided with an electro hydraulic control system as a speed governor. After successful test operation at site of installation the turbine went into commercial operation in June, 1973. Features of the turbine and its operational data collected in the field operation are introduced.

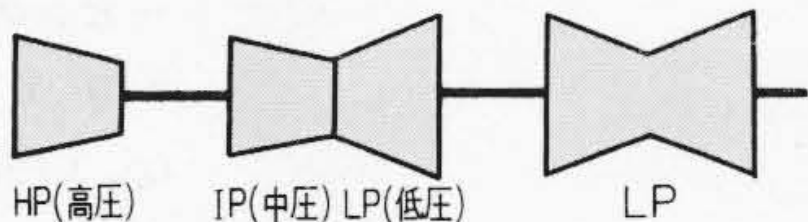
二宮 敏* Satoshi Ninomiya
今井 鉄* Tetsu Imai
安元昭寛* Akihiro Yasumoto
泉 秀雄* Hideo Izumi
植西 晃** Akira Uenishi

1 緒 言

日立製作所は、175,000kWタービンとしては昭和35年より45年までの間に同一機種で8台製作の実績を持っている。このタービンは高圧タービン、中圧タービンが別車室でそれぞれ分かれているほか、低圧は最終段翼長23inで3流排気となり計3車室、3軸より成っていた。すなわち、

(1) TCTF-23：3車室形 3,000rpm

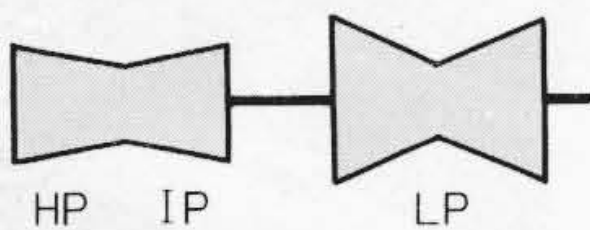
蒸気条件 169kg/cm²g 566/538°C



ここに低圧最終段翼長を20in、4流排気にし排気環帯面積をほぼ同じにするとともに、最終段4段落を1車室に収める(従来は1車室に2段落)ことにより高中圧車室を含め計2車室にまとめることが可能となった。なお高中圧は対向流1車室としている。すなわち、

(2) TC4F-20K：2車室形 3,000rpm

蒸気条件 169kg/cm² 566/538°C



排気環帯面積および全長の比較は表1に示すとおり全長で約12%の短縮が可能となった。本タービンに採用した低圧1車室4流排気の構造は、将来の大容量タービンのコンパクト

表1 排気環帯面積、全長 本タービンと従来形タービンとの比較を示す。

Table 1 Exhaust Annulous Area & Total Length

区分	形 式	回転数 (rpm)	最終段翼長 (in)	排気環帯面積 (ft ²)	全 長 (mm)	車室数
1	TCTF-23	3,000	23	109.1	17,568	3
2	TC4F-20K (本タービン)	3,000	20	106.5	15,540	2

化の一つの方向を示すもので、例を600MWタービンにとると従来の4車室を3車室にできる可能性を有している。さらに、電子油圧式制御装置についても本方式がそのまま大容量タービンに適用可能である。

以下に低圧1車室4流排気を採用した2車室構造の175,000kW蒸気タービンの計画仕様および構造上、制御装置の特長について述べる。

2 タービン計画仕様

タービン計画仕様は表2に示すとおりである。

形式：くし形衝動再熱式2車室4流排気形(TC4F-20K)

図1にタービン断面図を、図2はこれと比較して従来のタービン断面図を示すものである。また図3は現地営業運転中の

表2 本タービンの計画仕様 本タービンのおもな仕様を示したものである。

Table 2 Specification of Turbine.

項 目	仕 様	項 目	仕 様
形 式	くし形衝動再熱式 2車室4流排気形 (TC4F-20K)	中 圧 段 落	7 段
定 格 出 力	175,000kW	低 圧 段 落	5段×2+2段×4
回 転 数	3,000rpm	合 計 段 落 数	23段
主 蒸 気 圧 力	169kg/cm ² g	膨張段落数	34段
主 蒸 気 温 度	566°C	全 段 落 数	34段
再熱蒸気温度	538°C	最終段有効長	508mm (20in)
排 気 真 空	722mmHg	タービン全長 (発電機側カップ リング端まで)	15,540mm
抽 気 段 数	7 段	調 速 装 置	電子油圧式
タービン段落数 高 圧 段 落	9 段	主 蒸 気 止 め 弁	356mm 口径×2
		中 間 阻 止 弁	406mm 口径×2
		再熱蒸気止め弁	356mm 口径×2

* 日立製作所日立工場 ** 日立製作所日立研究所

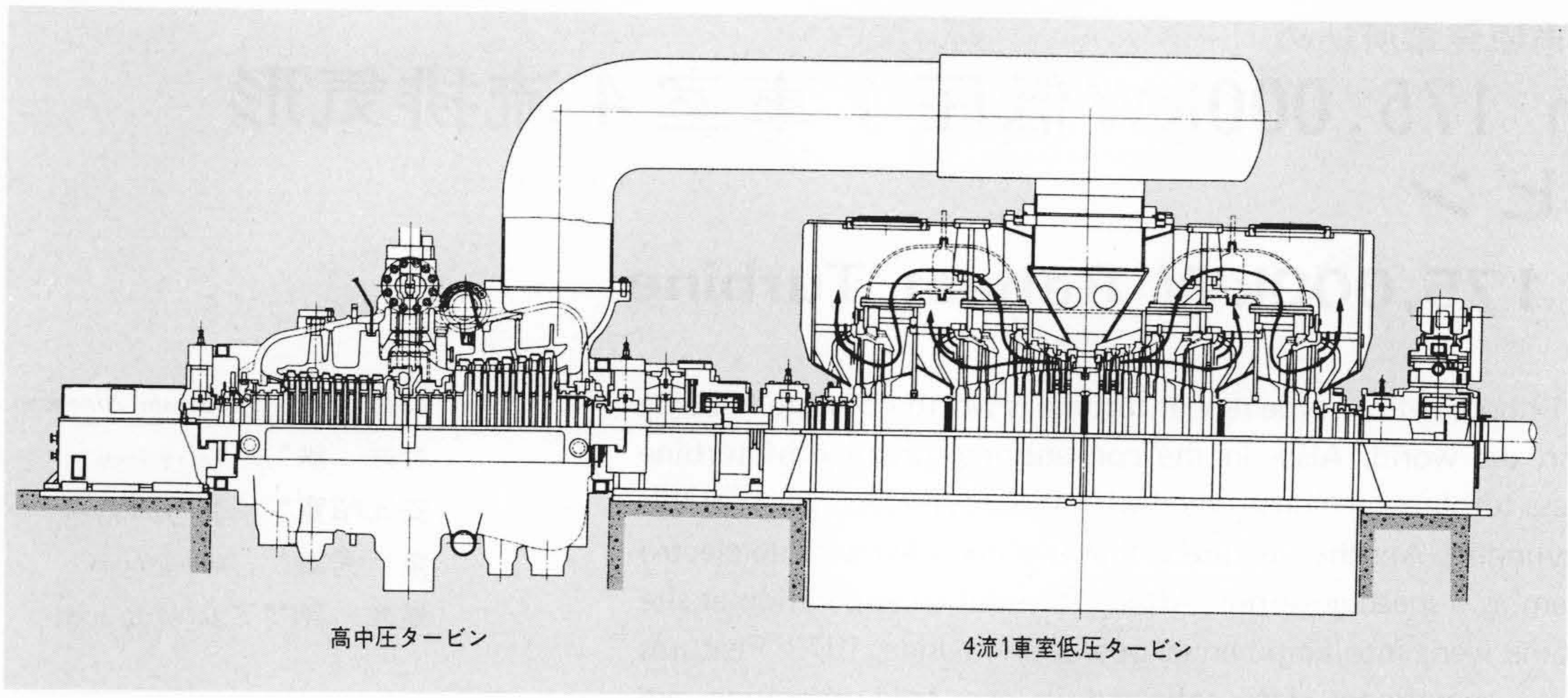


図1 175,000kW 4流1車室形タービン断面図
本タービンの断面図を示す。

Fig. 1 Cross Section of Turbine

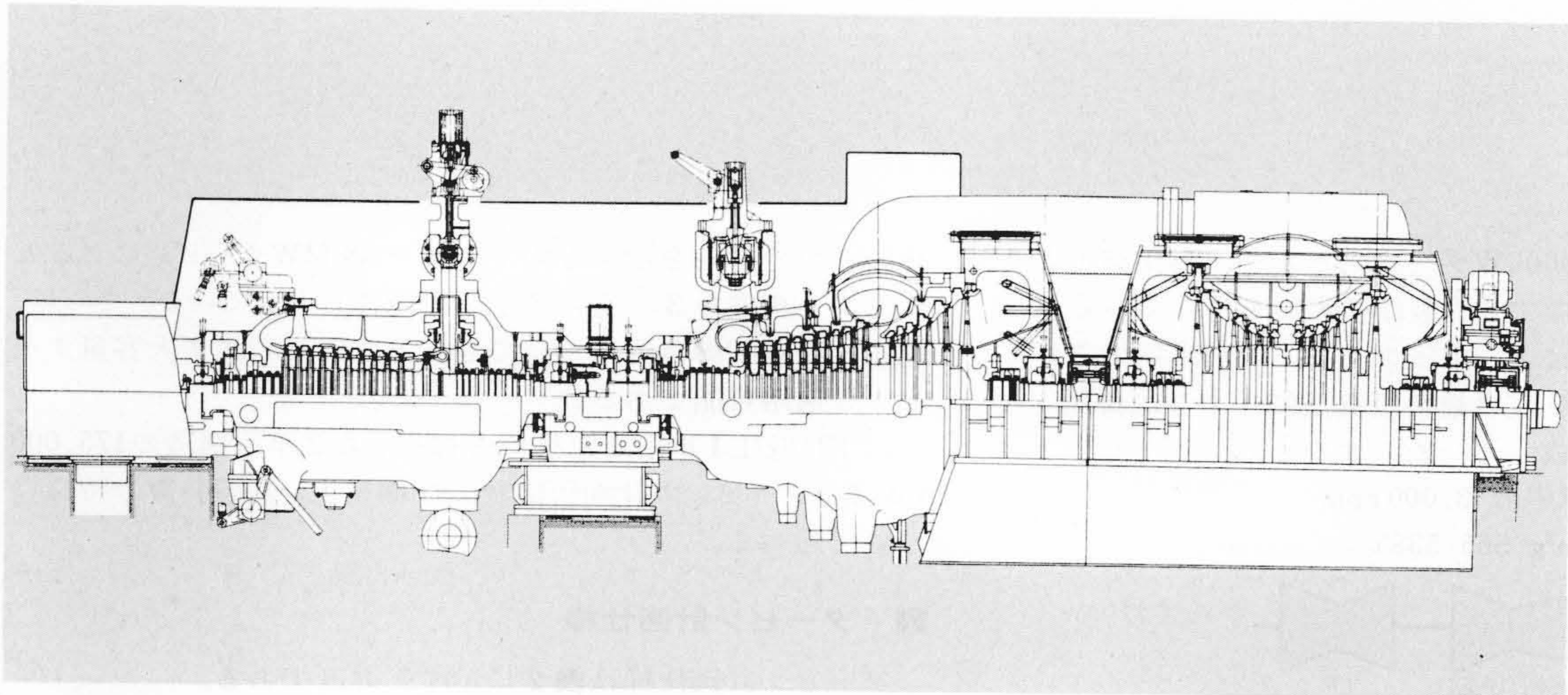


図2 従来形175,000kWタービン 従来形タービンの断面図を示す。

Fig. 2 Cross Section of 175MW Conventional Turbine

表3 現地運転データ 現地における本タービンの定格運転時のデータ
Table 3 Full Load Operation Date at Site

軸受No.	1	2	3	4	スラスト前側	スラスト後側	備考
項目							
軸振動(μ)	11.2	11.2	5.9	15.8	—	—	両振幅
軸受振動(μ)	4.5	1.5	1.0	1.5	—	—	"
軸受排油温度(℃)	51	50	52.5	51	54	57	給油温度45.5℃

注：定格出力、定格蒸気条件時軸受No.は、ガバナ側より発電機側に向かってNo.1, 2が高、中圧軸、No.3, 4が低圧軸を示す。

タービン外観を示した。現地運転においては、長大ロータにもかかわらず振動は非常に少なく、伸差、軸受などの運転特性もきわめて安定していた。現地の運転データは表3に示すとおりである。

3 タービン本体の特長

図1のタービン断面図に示すとおり、同図の左から前側軸受箱、高中圧タービン、中間軸受箱(スラスト軸受を含む)および低圧タービンの順に配列がなされている。本タービンの特長を列記すると、

(1) 低圧排気を1車室1軸に20in翼長4流を取め、またクロスオーバ管を一部低圧車室に内蔵してコンパクトな設計とした。

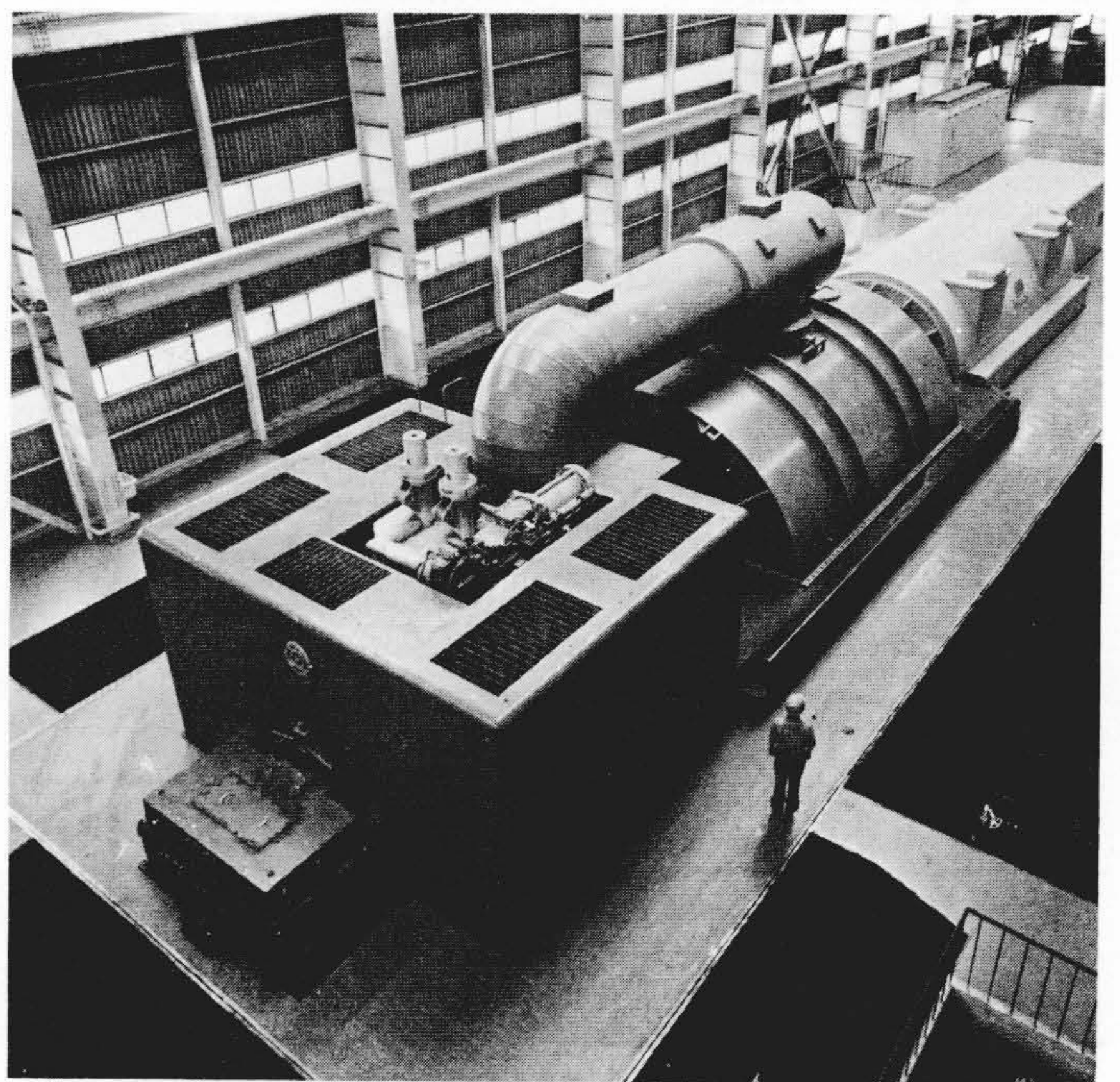


図3 タービン外観 現地において営業運転中のタービン外観を示す。

Fig. 3 Turbine at Site

- (2) 高中圧タービンを対向流1軸にまとめ、高圧初段に180度ノズルボックスを採用した。
- (3) 中圧内部ケーシングを従来の鋳鋼から鋼板溶接形とした。
- (4) 高圧、中圧および低圧各ロータ軸受のすべてをコンクリート架台に直接荷重がかかるようにした。
- (5) 最終段翼出口側にスチームガイドを設け、軸方向寸法を短縮した。
- (6) 高、中圧車室はセンタライン サポート方式とした。
- (7) 電子油圧式制御装置を採用するとともに、全周噴射起動装置の採用を図った。

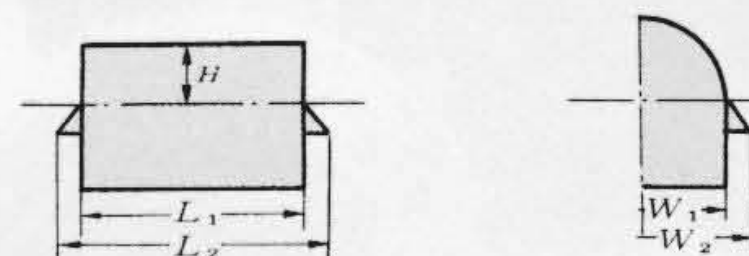
4 低圧1車室4流排気

本タービンと従来形タービンとの構成上の原理的な差異は図4に示すとおりである。従来形タービンは同図(a)に示すように高圧タービンからの排気蒸気が中圧タービン(低圧1流分と一体化したもの)を通り、一部はそのまま低圧段落“X”を通過して復水器に導かれる。残りはクロスオーバ管を通して2流排気から成る低圧車室に導かれ、低圧段落“Y”、“Z”を通過して復水器に入る。これに対して本タービンは、同図(b)に示すように高、中圧タービンを一体化した車室から排気された蒸気が、“A”、“B”、“C”および“A'”、“B'”、“C'”と六つの段落から成る低圧タービン車室に流入し、入口部において“A”段落側と“A'”段落側に分岐し、“A”および“A'”段落の排気は一部が直接“B”および“B'”段落に向かう流れと残りは内部のクロスオーバ管を経て“C”および“C'”段落に分岐される。“B”、“B'”および“C”、“C'”段落で仕事をした蒸気は復水器に導かれる機構となっている。このように、本タービンは低圧段落が4流1車室になっていることが大きな特長である。本低圧車室およびロータの主要寸法に関し各形式、各出力タービンとの比較は表4、5に示すとおりである。

表4 低圧車室主要寸法比較 本タービンの特長である低圧車室の主要寸法を従来形タービンと比較し示す。

Fig. 4 Comparison of LP Hood Main Dimensions

タービン形式	出力 (MW)	回転数 (rpm)	L_1	L_2	H	W_1	W_2	重量 (kg)
TC4F-20K (本タービン)	175	3,000	100	100	100	100	100	100
TC4F-26	250	"	104	103	93	90	91	108
CC4F-33.5	600	"	124	124	136	129	130	304



注：記載寸法はTC4F-20Kを100としたときの値を示す。

表5 低圧ロータ主要寸法比較 本タービンの特長である低圧ロータの主要寸法を従来形のロータと比較し示す。

Table 5 Comparison of LP Rotor Main Dimension

タービン形式	出力 (MW)	回転数 (rpm)	重量	全長	軸受スパン	タービン側ジャーナル径	発電機側ジャーナル径	翼最大径
TC4F-20K (本タービン)	175	3,000	100	100	100	100	100	100
TC4F-26	250	"	116	94	75	"	106	144
CC4F-33.5	600	"	150	106	89	"	118	164

注：記載寸法はTC4F-20Kを100としたときの値を示す。

表3にみるとおり、本タービンの低圧車室は4流排気にもかかわらず26in長翼を取めた複流1車室に比べ全長で短いことを示している。本形式は低圧車室内にインタナル クロスオーバ管を有するため車室幅は広くなっており、内部空間の多い

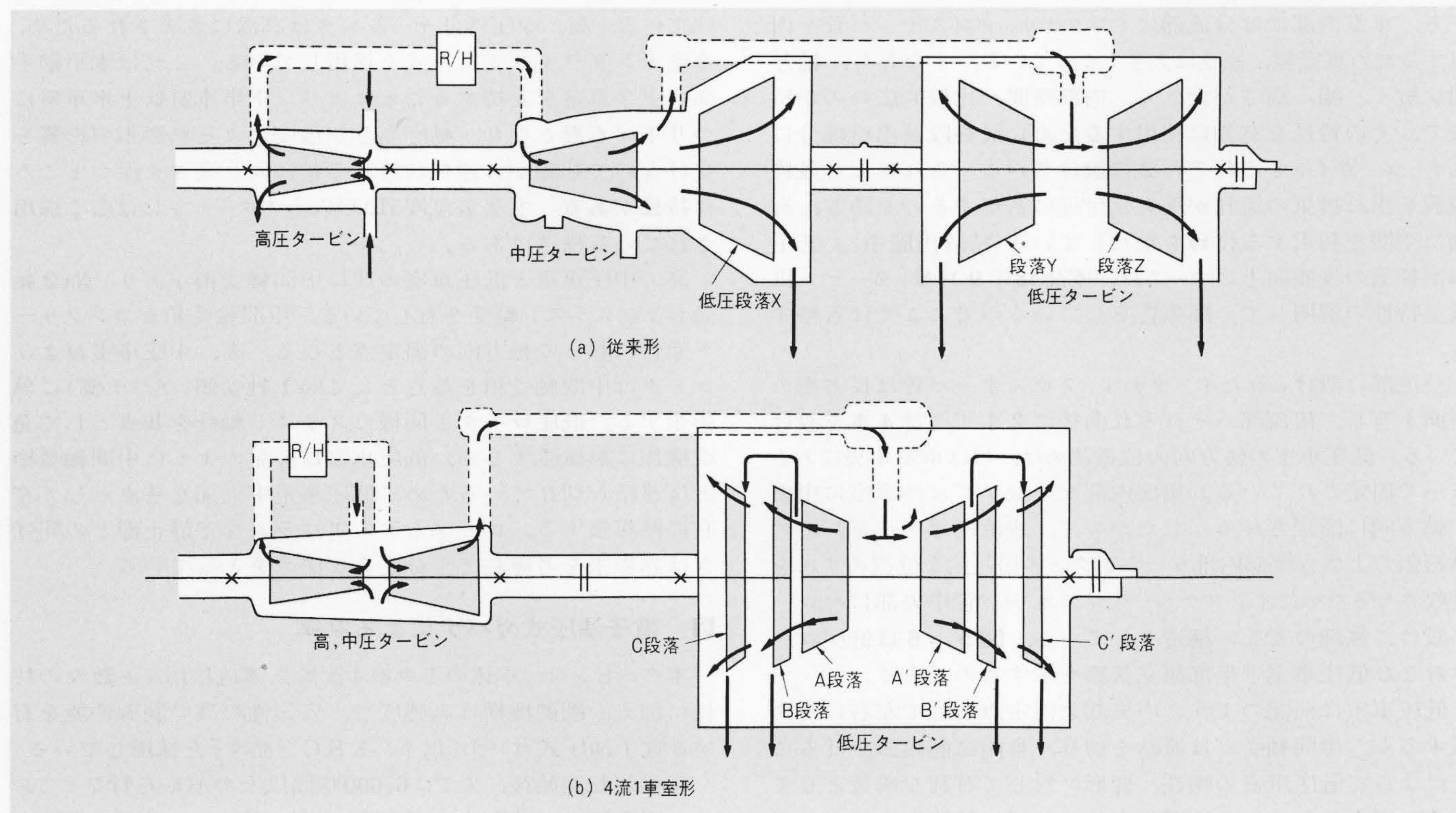


図4 タービン形式の比較 本タービンと従来形タービンをスケルトンで比較し示す。

Fig. 4 Comparison of Turbine Type

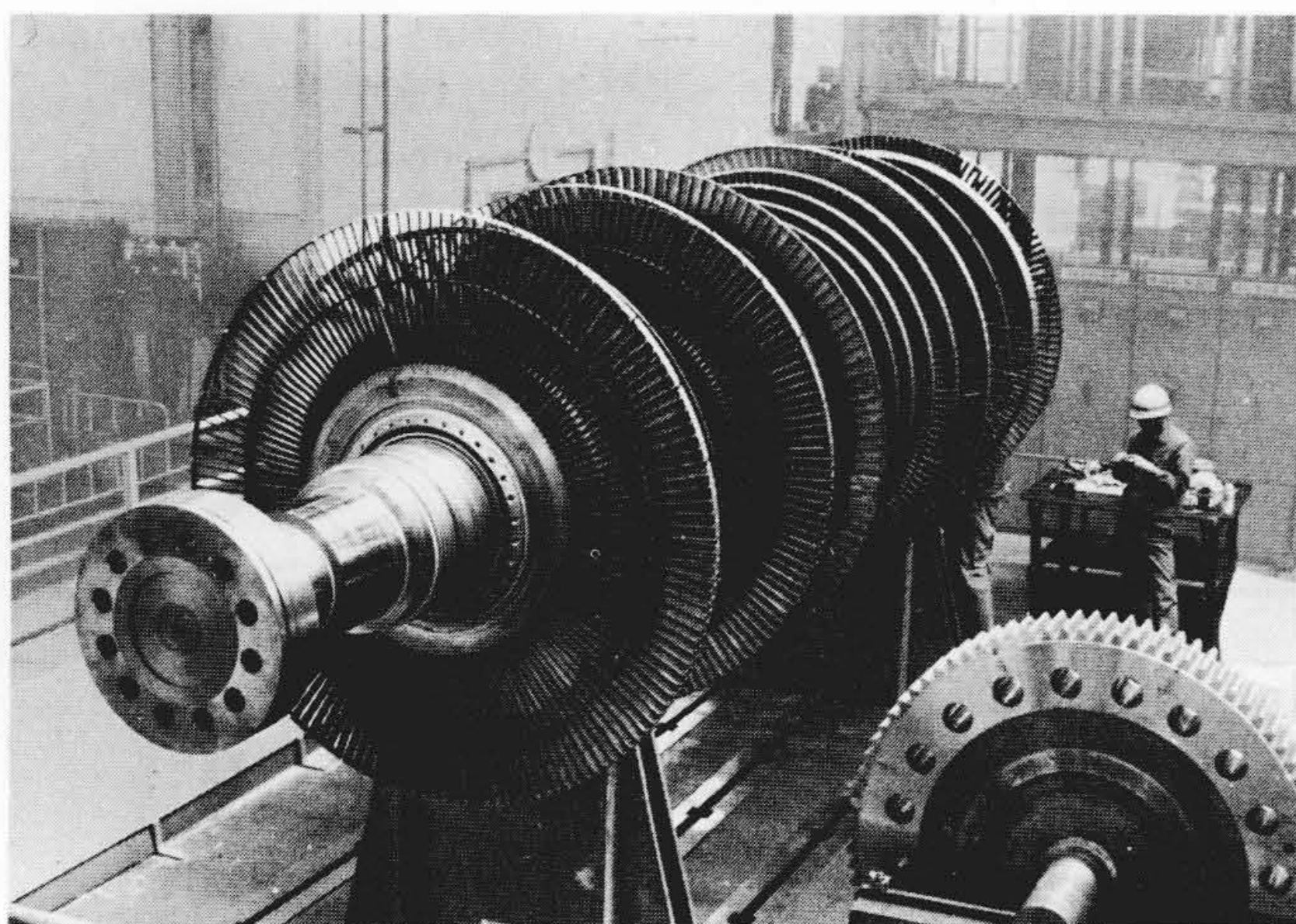


図5 低圧ロータ 工場組立て中の低圧ロータを示す。
Fig. 5 LP Rotor

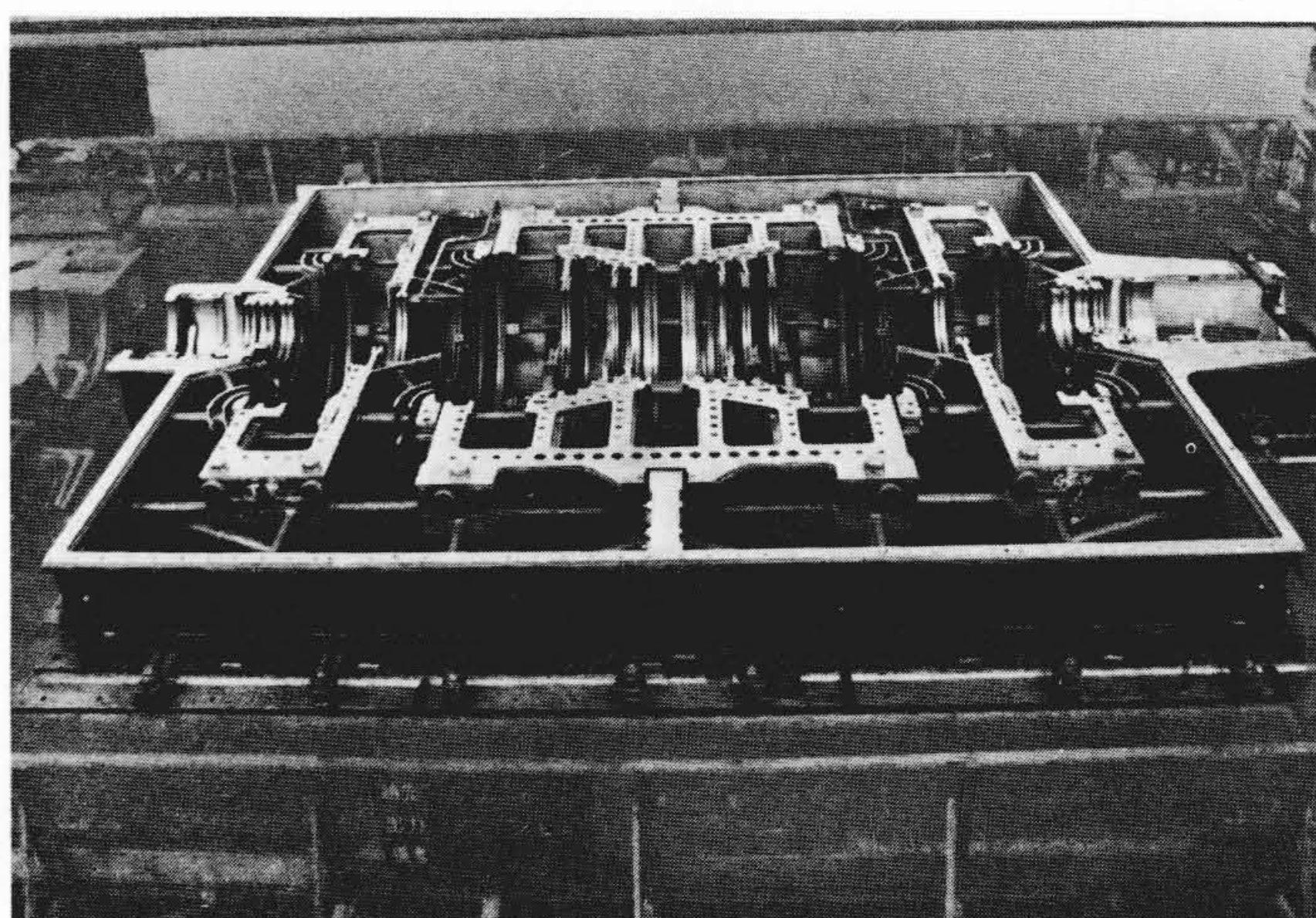


図6 低圧車室 低圧車室の下半部の内部を示す。
Fig. 6 LP Hood

構造が特長となっている。

ロータについても最終段4流分を1本のロータに収めたために、軸受スパンは33.5in翼を有するロータより長いものとなっているが、翼最大径が小さいために重量において軽くなっている。ロータが長いにもかかわらず、重量の関係でロータ径をさほど太くする必要がないのが本ロータの特長である。長いロータを支える軸受部は剛性を十分に持たせるために、通常は低圧車室のコーン部に軸受部をおいているものを車室から外しコンクリートの架台に直接ロータ荷重がかかるようにしてある。したがって、振動に関しては前記表3に示したように現地運転結果はきわめて静粛なものとなっている。軸受スパンを詰めて振動特性その他を良くするために、最終段翼後の軸方向寸法が通常のタービンに比べて短縮している。一方、車室内部には分流部にインタナルクロスオーバ管を内包するため車室幅、高さは大きくなっている。すなわち、軸方向に短く、幅、高さが大きく、内部空間が比較的広いのが特長で、その特長を有効に利用するために最終段翼出口部分にスチームガイドをそれぞれ2枚設けている。これにより最終段翼を出た排気の流れが垂直壁付近に密集するのを防ぎ、有効に空間を利用する役めを果たしている(特許出願中)。低圧車室排気の性能向上については、本誌48年9月号「タービン排気室特性の解明」で一部報告をしているのでここでは省略する。

分流部に設けられたインタナルクロスオーバ管は長方形の断面を有し、複流部へそれぞれ前後に2本ずつ計4本を設けている。低圧車室の軸方向の位置決めは、ほぼ車室中央にあるキーで固定されている。複流内部ケーシングは外車室に中央で軸方向に固定される。したがって、複流内部ケーシングの熱膨張および分流部内部ケーシングとの相対的な位置のずれを吸収させるためにインタナルクロスオーバ管中央部にベローを設けて無理のない構造としている。図5、6は低圧ロータおよび低圧車室下半部組立状態を示すものである。

低圧車室は前記のように中央部を固定点として左右に熱膨張するが、中間軸受とは連結を切り、自由に熱膨張させることによって低圧車室の剛性、変形に対して有利な構造としている。以上のように、低圧車室については性能向上はもちろんのこと剛性、変形、熱膨張、さらにロータ振動についても十分な検討、考慮が払われている。

5 タービン本体の構造説明

高、中圧タービンは、対向流1軸にまとめ1車室に収めたもので高圧初段には180度ノズルボックスを採用している。このノズルボックスは、内ケーシングとも別体で熱膨張、圧力による変形に対して拘束されることがないこと、また必要に応じて肉厚を増すことができるなど理想的なノズルボックスで現在広く採用されているものである。上下を2分割構造とし下半を内部ケーシングにボルト締めし、さらに上下をボルト締めにする構造で、軸方向および回転方向の反力を受ける固定キーを設けている。

中圧内部ケーシングは、Cr-Mo鋼板による溶接構造を採用しむだ肉を省くとともに構造を簡単な形状として信頼度を上げている。高、中圧外部ケーシングは高温にさらされるため、車室センタライン支持方式を採用している。これは水平継手面の上半車室を支持することにより、下半車室は上半車室につり下げる形となり、軸心高さが温度による熱膨張の影響を受けないで起動から運転状態まで常に同じ高さを保つところに特長がある。主蒸気温度510°C以上のタービンには広く採用されている構造である。

高、中圧車室と低圧車室の間に中間軸受箱があり、No.2軸受およびスラスト軸受を有している。中間軸受箱がコンクリート架台に載って軸方向の固定点となる。高、中圧車室およびロータは中間軸受箱を基点としてNo.1軸受側(ガバナ側)に熱膨張する。低圧ロータも同様にスラスト軸受を基点として発電機側に熱膨張するが、低圧車室は前記のように中間軸受箱とは連結が切れているため、低圧車室中央部を基点として左右に熱膨張する。ロータとダイアフラムなど静止部との間げきは熱膨張を考慮して十分安全な広さをとっている。

6 電子油圧式ガバナによる制御

本タービンは、本体の1車室4流排気構造採用など数々の特長に加え、制御機構は高感度で、安定性の高い制御性能を有する電子油圧式ガバナ(以下、EHGと略す)を採用している。

営業運転開始後、すでに6,000時間以上の運転を行っており、現在国内で稼働中のEHGプラントでは、最大容量機として順調に発電を行なっている。

本プラントEHGは、事業用火力発電設備として大容量機

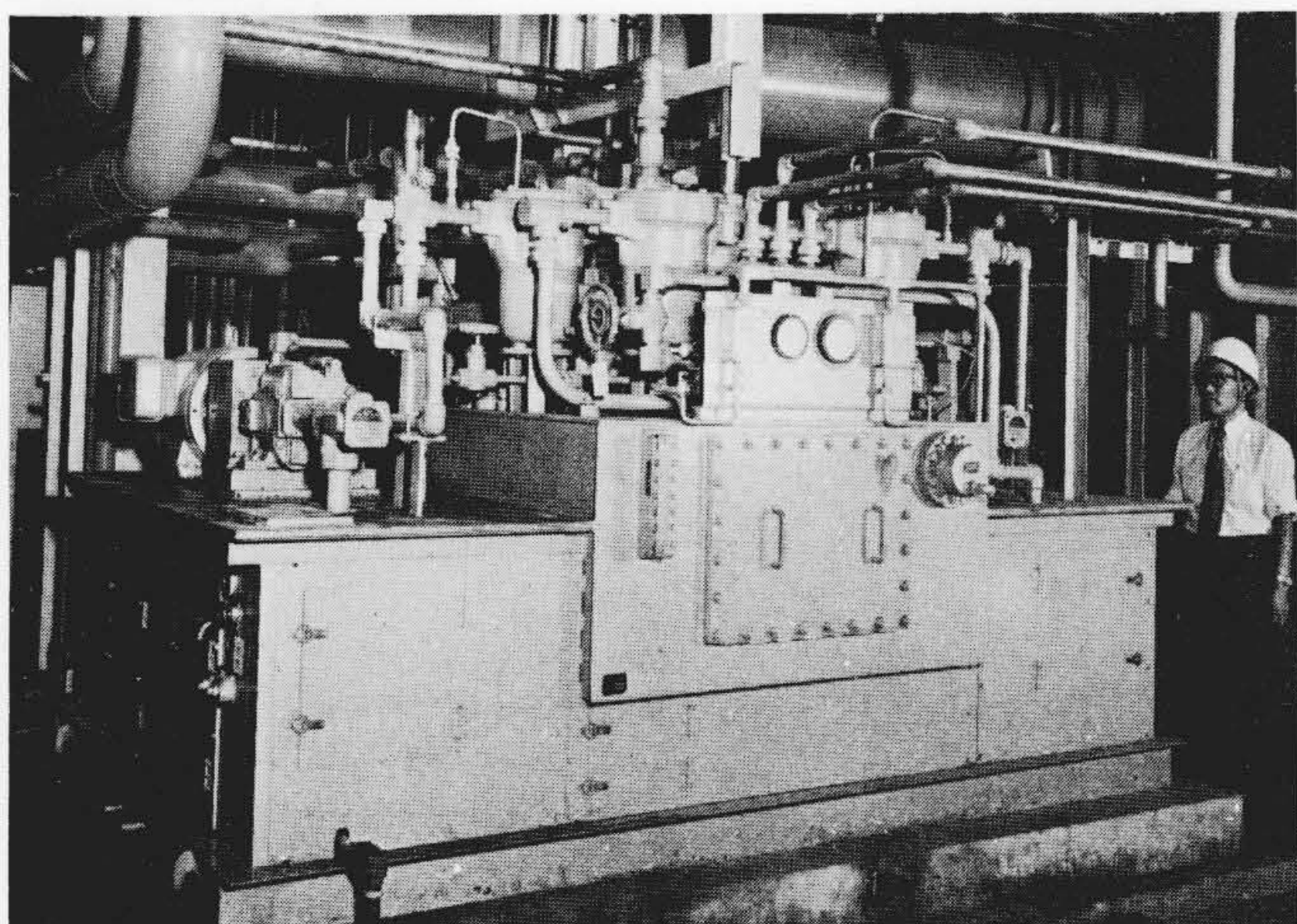


図7 高圧油圧ユニット 高圧油発生装置の外観を示す。

Fig. 7 Hydraulic Power Unit

に十分アプローチした機能と機構を備えており、EHG制御システムを集大成したものである。

6.1 機能と特長

EHGの制御油系統は、タービン軸受関係の潤滑油系統とは完全に分離させ、作動油には不燃性油リン酸エステル系の「ファイヤクエル220」を使用し、 $112\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ までに作動圧力を上げて火災防止と油圧機器の小形化を図った。

EHG制御油系統の高圧油圧発生装置「高圧油圧ユニット」は下記に示す機器より構成されており、その外観は図7に示すとおりである。

高圧油圧ユニットの付属機器

- (1) 油タンク1基
- (2) 2系列の独立した高圧ポンプ系統
- (3) オイルクーラ2基
- (4) エアドライヤ1基
- (5) 一対のピストン形アキュムレータ
- (6) 2個のスペースヒータ
- (7) 油冷却器を具備した油移送系統
- (8) フラズアース フィルタ装置

高圧油圧ユニットで発生した高圧油は、下記の主蒸気止め弁および制御弁の弁駆動部分に送られる。

EHGによる駆動弁

- (1) 全周噴射装置付主蒸気止め弁(右)
- (2) 主蒸気止め弁(左)
- (3) 蒸気加減弁(上, 下)
- (4) 再熱蒸気止め弁(左, 右)
- (5) インターセプト弁(左, 右)

各弁駆動部へきた高圧制御油は、シャットオフバルブを通り油圧シリンダに送られるが、その間に制御弁の場合は、EHG電子回路からの弁開度信号を油圧信号に変える電油変換サーボ弁を介することになり、止め弁の場合はテスト用電磁弁を介している。

本ユニットの起動は、現在の起動方式で主流をなしている主蒸気止め弁内蔵バイパス弁を制御して速度、低負荷制御を行なう全周噴射方式であり、これをEHG化することにより非常に安定した制御性能とすることができた。図8は主蒸気止め弁の弁駆動部を示すものである。

負荷しゃ断およびトリップ時にタービンの過速防止として各主蒸気弁に、油圧シリンダ内の油を急速に排出させるためトリップ用チェック弁を設け、主蒸気弁の閉弁時間を短縮し

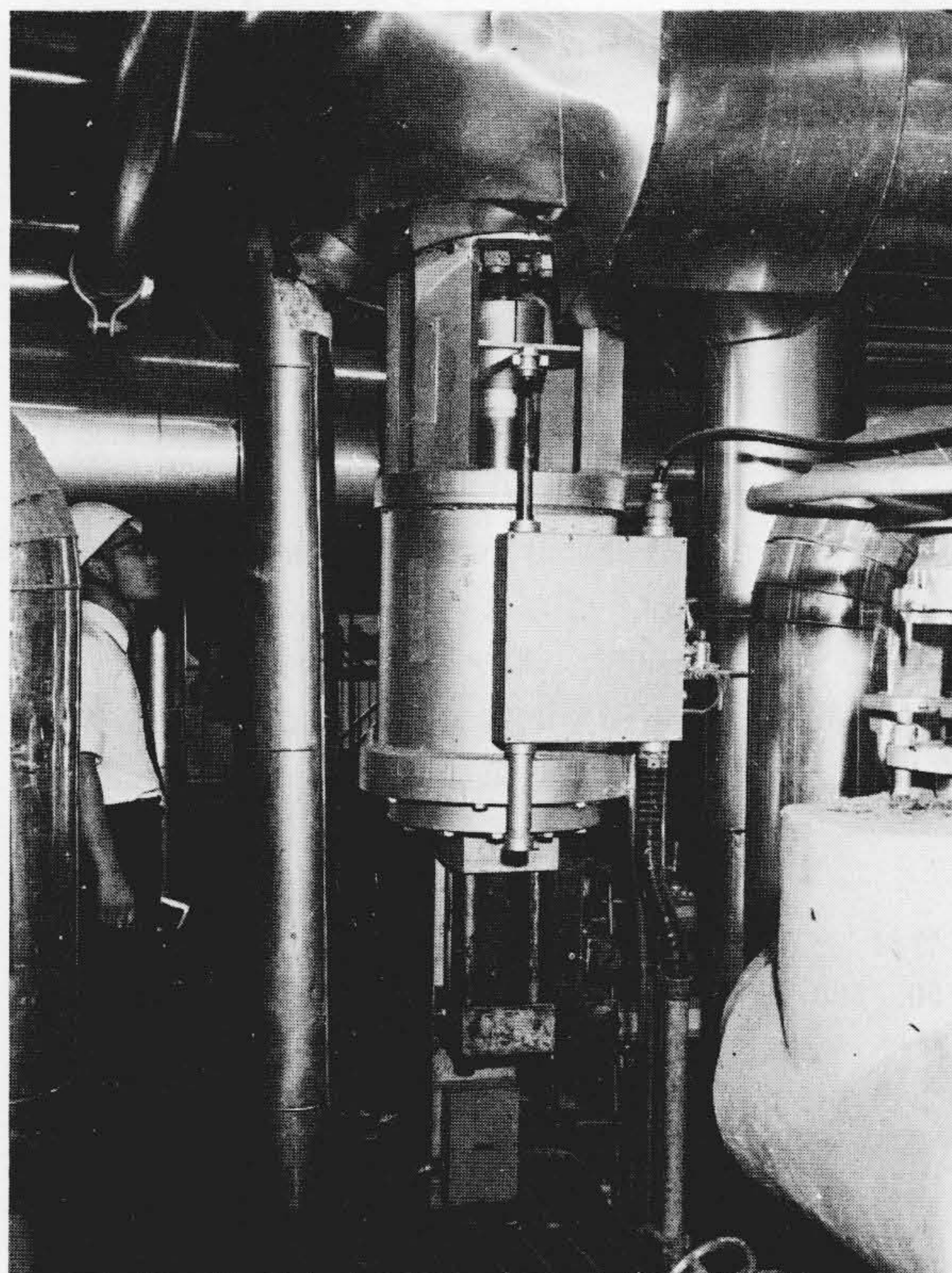


図8 主蒸気止め弁弁駆動部 主蒸気止め弁の弁操作油圧駆動部の外観を示す。

Fig. 8 Single-Acting Control Pac

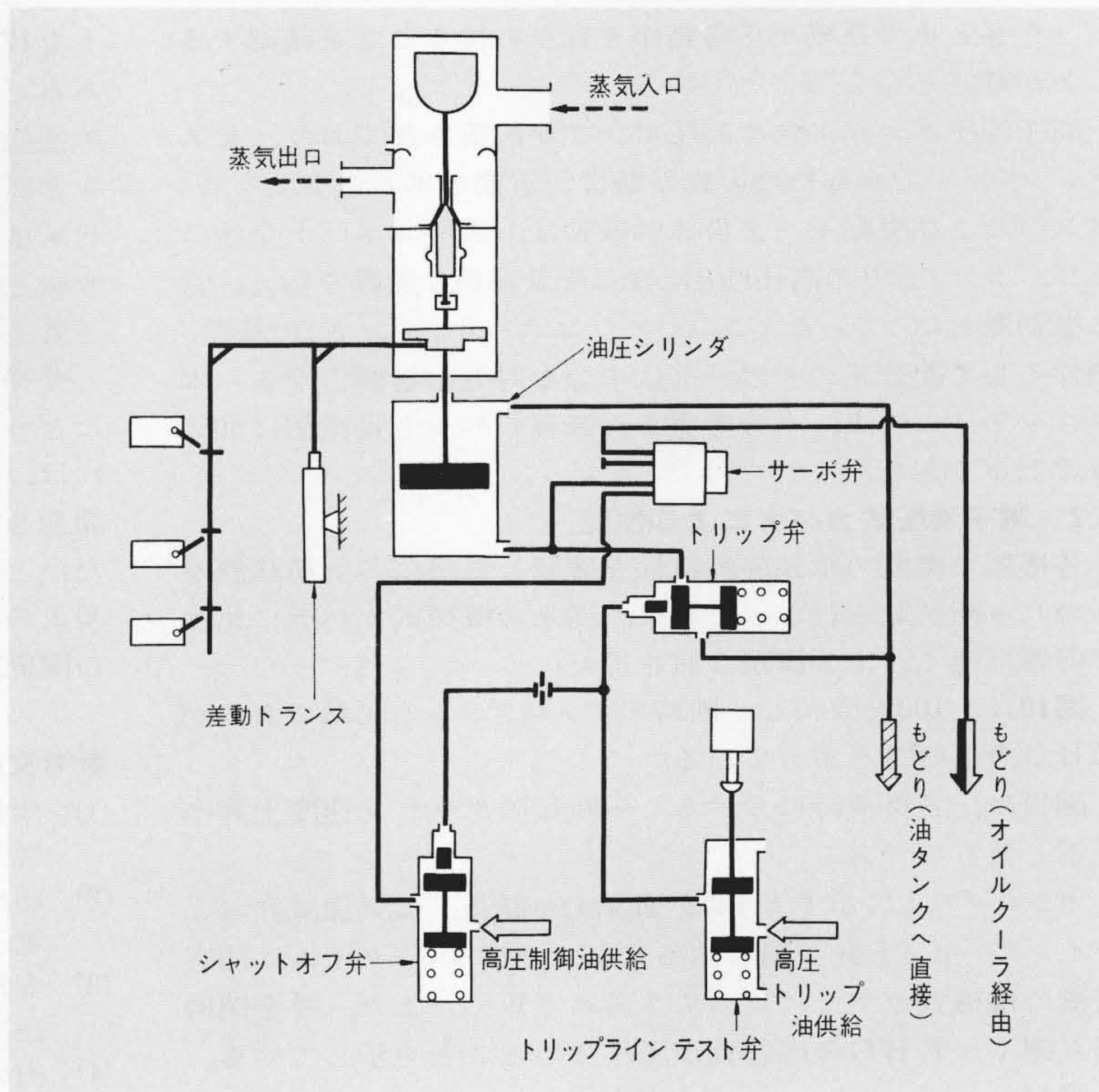


図9 弁駆動部系統図 各主弁の弁駆動油圧系統図で、代表的なものとして主蒸気止め弁系統図を示す。

Fig. 9 Diagram of Valve Control

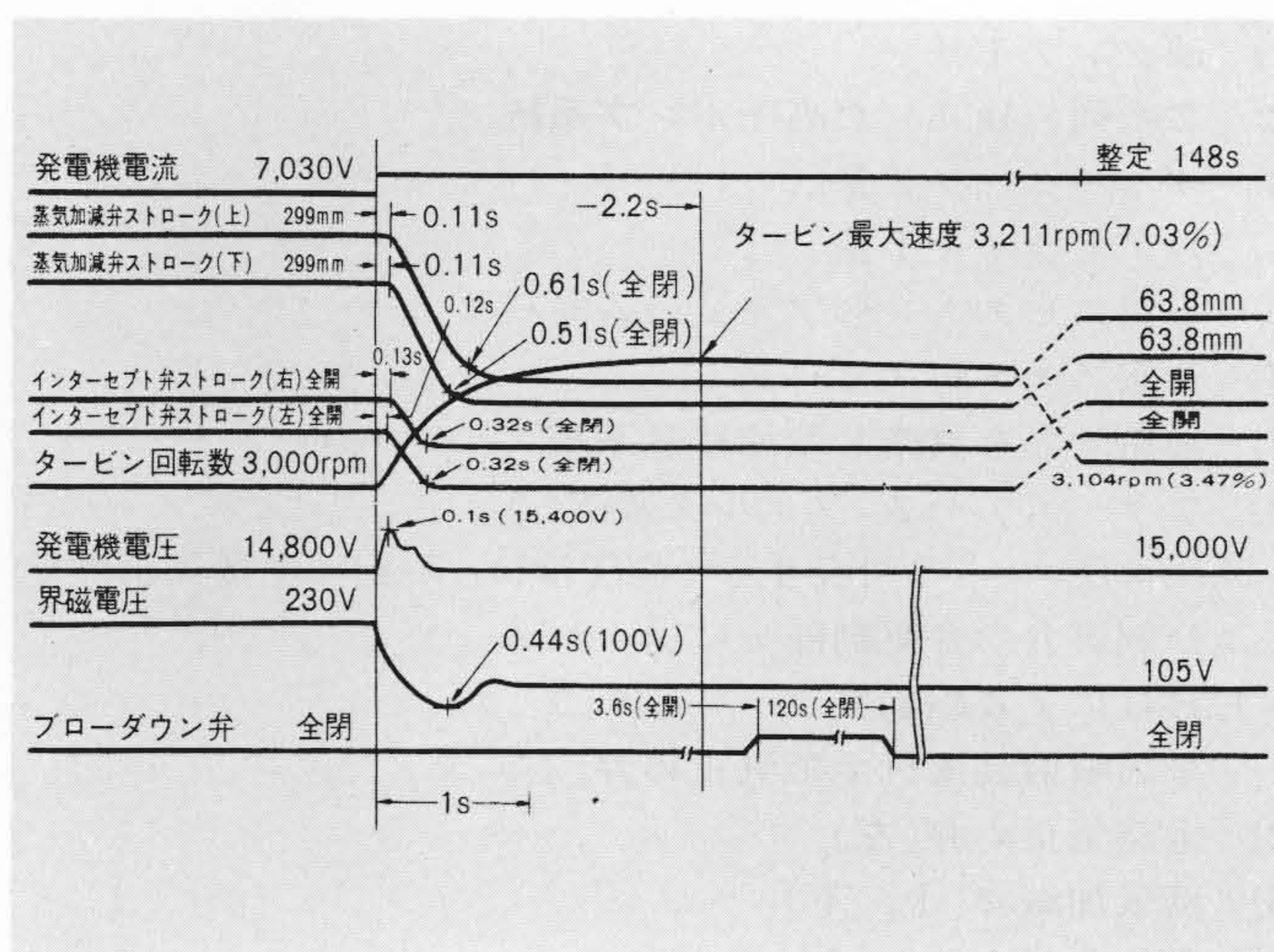


図10 4/4負荷しゃ断結果 100%負荷しゃ断時のオシログラムを示す。
Fig. 10 4/4 Load Dump Test

ている。また、蒸気加減弁を除き1日1回弁全閉試験を行なうことによりチェック弁の動作を確認することができる。図9は主弁類の一例として主蒸気止め弁の弁駆動部油圧系統を示したもので、閉弁試験信号はまずサーボ弁に入り、油圧シリンダの圧油をサーボ弁から排出させ、主弁を徐々に閉じてゆき、全閉近くになった位置をリミットスイッチで検出し、トリップラインテスト弁を励磁するとテスト弁を通してチェック弁およびシャットオフバルブに給油されていた高圧トリップ圧油は供給を断たれ、排出側に切り換えられて排出する。油圧シリンダ下部の残りの油は、排出量の大きいチェック弁を介して排出されるため、急速度に閉弁する。これによりチェック弁とその系統が正常動作を行ない得ることを確認することが可能となる。

高圧油圧ユニットには高圧ポンプが設置されており、ピストンポンプであるため振動と騒音が重要なポイントとなる。ポンプおよび駆動モータ自体の振動は、高圧ユニット全体に及び、ポンプよりの高圧吐出し油は配管系統に脈動を伝え、常に振動源となっている。このため、ユニット(タンク)の基礎、剛性そして配管系のサポートは十分な対処が必要となる。本ユニットはこの点、十分考慮され騒音レベルも目標値に抑えることができた。

6.2 電子油圧式ガバナによる性能

各機器の機能の単独静動特性を確認した後に各負荷状態からのしゃ断試験を行なった結果、従来の機械式ガバナに比べて応答は速く、十分満足な値を得た。

図10は、100%負荷しゃ断時のオシログラムの記録であるがEHGの良好さを示している。

図11は、各負荷時におけるしゃ断後のタービン速度上昇率を示したものである。

オシログラムに示すように、負荷しゃ断後、蒸気加減弁およびインターセプト弁が閉じ始めるまでのデッドタイムは同容量機の機械式ガバナに比べてきわめて短く、また、弁全閉時間も速く、EHGの応答性が優れていることを示している。

図11からは、本タービンでは機械式シングルガバナとEHGとの負荷しゃ断性能は100%負荷で約1.7%の速度上昇率を軽減できることが判明した。

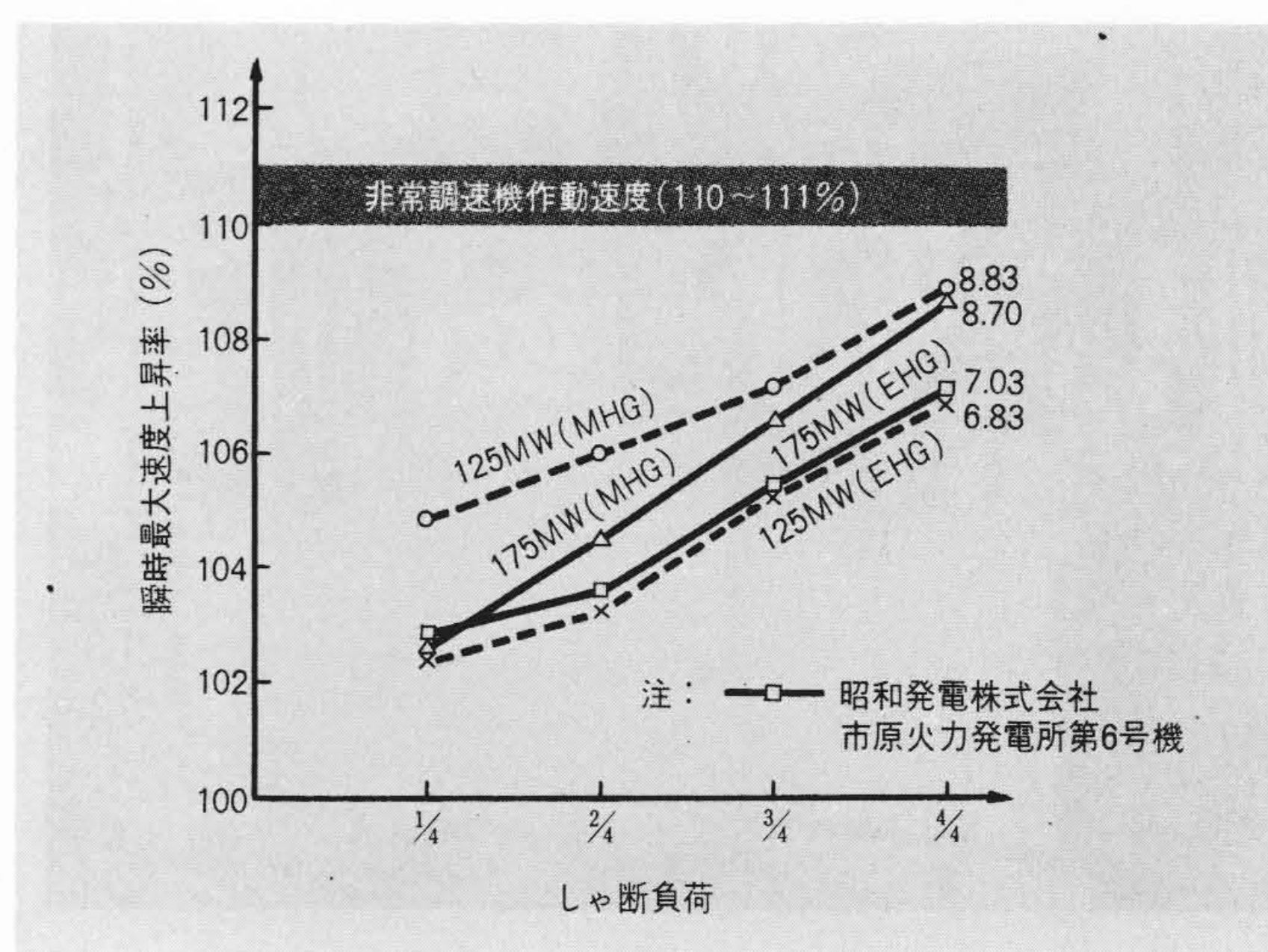


図11 瞬時最大速度上昇率 各負荷しゃ断時の速度上昇率を示す。
Fig. 11 Instant Speed Raise

6.3 EHGの実績

本機のEHGは試作、研究および先の実績機の成果を集大成したもので国内最大機としてEHGのベースを確立したものである。

本機でEHGの多くの利点を発揮し、より高度の自動化システムに連携してゆくことが可能となった。また、大容量発電設備にEHGが採用されつつある今日では、実績機として大きな存在価値を持ったものとなった。

7 結 言

低圧1車室4流排気形という世界でも類を見ないコンパクトな175,000kWタービンを完成し、現在好調に営業運転中である。日立製作所は、本タービン完成にあづかった低圧車室の性能向上はもちろん、車室強度、フランジ、軸受、ガバナなど広範囲にわたって鋭意研究開発を進めているが、本タービンはこれらの成果を集大成した製品の一つにあげられる。今後ともこのようなタービンをますます生みだしていきたいと考える。

今やわが国の火力、原子力発電設備も大容量化への一途をたどっており、単機100万kWの時代に突入している。われわれは、大容量タービンの分野においても設計製作技術の研究開発を着々と進めているが、さらにいっそうの努力を傾注したいと念願している。終わりに、本タービンの完成にあたり、多大のご尽力を賜った昭和発電株式会社および日立製作所の関係各位に深い謝意を表わす次第である。

参考文献

- (1) 紫藤, 竹村:「蒸気タービン電子油圧式ガバナの開発」日立評論 50, 790 (昭43-9)
- (2) 印出, 野村, 安藤, 安元, 丸山:「大容量再熱蒸気タービン用電子油圧式ガバナ」火力発電 21, 785 (昭45-7)
- (3) 安元:「蒸気タービン電子油圧式ガバナの高圧油圧機器」油圧技術 8 (昭44-12)
- (4) 内山, 安元, 岸上:「再熱蒸気タービン用電子油圧式ガバナ」日立評論 53, 219 (昭46-3)
- (5) 佐藤, 安ヶ平ほか:「タービン排気室特性の解明」日立評論 55, 863 (昭48-9)