

旭化成工業・延岡第2火力発電所納入 18,000 kW 抽気復水タービン

山 尾 正 斌* 陽 田 永 一 郎*
Masayoshi Yamao Eiichiro Yoda

18,000 kW Extraction-condensing Steam Turbine for Nobeoka Rayon Factory, Asahi Chemical Industry Co., Ltd.

Synopsis

Recently we delivered a Two-casing Extraction-condensing Steam Turbine for Nobeoka Rayon Factory, Asahi Chemical Industry Co., Ltd. The maximum continuous rating of this turboset is 18,000 kW with extractions of 19 atg and 3.8 atg. On rated condition, condensate of this turboset is only the minimum flow of low pressure part, this turboset is operated just like a backpressure turbine for the sake of higher plant efficiency. For higher initial steam conditions, we adopted Fuji barrel type casing with inserted nozzle chambers.

This is the report for the outline of peculiar specifications and constructions of this turboset.

I. ま え が き

本蒸気タービンは、このほど当社が旭化成工業・延岡第2発電所に納入したもので、工場に 16 kg/cm²g および 3.8 kg/cm²g の蒸気と、最大連続 18,000 kW の電力を供給することを目的として計画された。

仕様からみてもわかるとおり、常時はプラント効率の高い抽気背圧タービンとして運転され、低圧部には、内部冷却に必要な最少流量を流すにすぎない。しかし低圧タービンは最大流量 23 t/h として計画されており、工場蒸気量の変動に対しても常に安定した電力を供給することができる。また高圧部には、高温高圧タービンとして当社の誇るそう入ノズル室式のつぼ形ケーシングを採用している。

なおタービンの運転状態如何にかかわらず工場蒸気を確保するために、16 kg/cm²g、3.8 kg/cm²g の蒸気変換

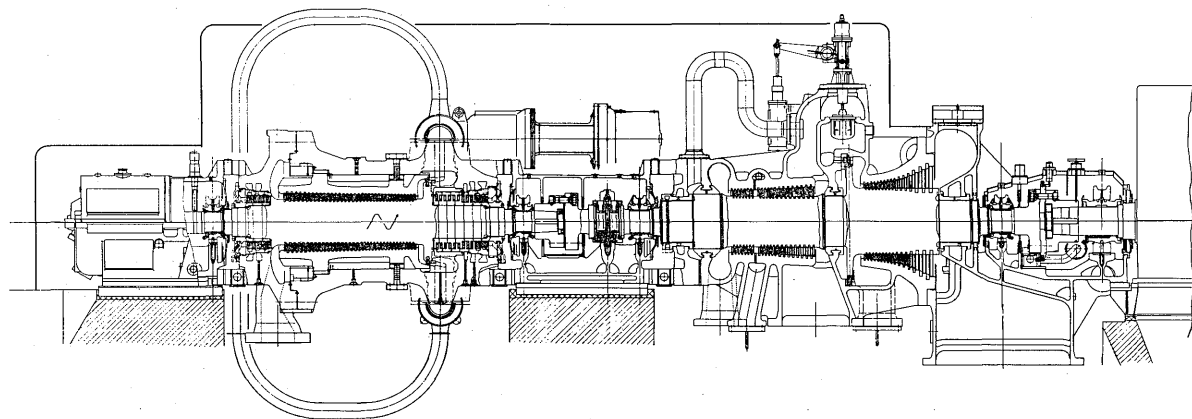
弁がタービンをバイパスして設けられており、タービン停止中でも常に工場蒸気を得ることができる。

本タービンは去る昭和 41 年 12 月官庁検査を終り、営業運転に入ったので、ここにその仕様、構造、特徴について概要を紹介する。

II. タービン、発電機ならびに 主要補機器の仕様

第1図にタービンの断面図を、第2図にタービンの外観を示す。タービンならびに主要補機器の仕様は次のとおりである。

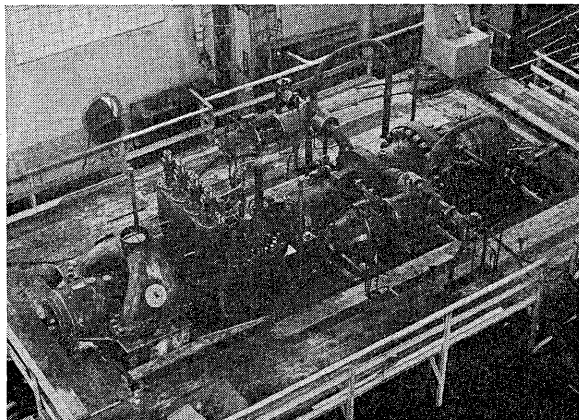
形 式	2気筒反動抽気復水式
出 力	定格 18,000 kW (発電機端にて) 経済 16,500 kW (発電機端にて)
回 転 速 度	3,000 rpm (高圧、低圧とも)
蒸 気 条 件	入口圧力 (主止弁前) 124 kg/cm ² g



第1図 タービン組立断面図

Fig. 1. Cross-section of turbine

* 川崎工場原動機部



第2図 工場組立時のタービン
Fig.2. General assembly for home test

入口温度（主止弁前）	533℃
抽気圧力（タービン出口フランジにて定格出力時）	
第1抽気（無制御）	21 kg/cm ² g
第2抽気（制御）	3.8 kg/cm ² g
抽気量（定格出力時）	
第1抽気	13 t/h
第2抽気	94.5 t/h
復水量	2.5 t/h（定格時）
真空度	727 mmHg (0.045 kg/cm ² abs)
	（冷却水入口温度 27℃，定格出力時）
危険速度	（タービンと発電機を結合した状態において）
	一次 2,272rpm，二次 4,676rpm
段落数	高压 衝動段1段+反動段 36 段
	低压 反動段 21 段+衝動段1段+反動段 16 段
復水器	台数 1
形式	表面復水式4折流半区分形
冷却面積	358m ²
冷却水	河水
冷却水入口温度	max. 27℃
冷却水量	1,200 m ³ /h
処理蒸気量	20,000 kg/h
復水器真空	697 mmHg
	(0.085 kg/cm ² abs)
空気抽出装置	台数 1
形式	2段2連蒸気エゼクタ
抽出空気量	8 kg/h（乾燥空気）
駆動蒸気圧力	14 kg/cm ² g
駆動蒸気量	167 kg/h
冷却水量	min. 6.5 m ³ /h
油タンク	台数 1
容量	6 m ³

補助油ポンプ	台数 1
形式	立軸片吸込渦巻式
圧力	6.5 kg/cm ² g
容量	100 m ³ /h
駆動機	AC電動機
非常用油ポンプ	台数 1
形式	立軸片吸込渦巻式
圧力	1.0 kg/cm ² g
容量	42 m ³ /h
駆動機	DC電動機
油冷却器	台数 2（1台予備）
冷却面積	32 m ²
冷却水	水質 河水
	水量 50 m ³ /h
	入口温度 max. 27℃
グラウンドコンデンサ	
台数	1
形式	表面復水式
冷却面積	5.15 m ²
冷却水	水質 復水
	水量 min. 6.5 m ³ /h

また発電機的主要仕様はつぎのとおりである。

定格容量	22,500kVA
力率	0.8（遅れ）
端子電圧	11,000V
相数	3相
周波数	50%
回転速度	3,000rpm
励磁方式	ブラシなし励磁方式

III. タービンならびに主要補機器の構造

タービンの入口蒸気条件が 124 kg/cm²g, 533℃ であるため，高压部は，高温高压タービンとして以下に述べるようないろいろな特長を備えている。

第1図からわかるように高压，低压タービンから成る2ケーシング構造で，両者を結ぶ連結管の途中から第1段抽気を，また低压部制御弁前から第2段抽気を行なっている。第1抽気は無制御であるが，第2抽気は油噴射管式抽気圧制御装置によって，3.8 kg/cm²g±0.5 kg/cm²g の範囲で設定し，制御している。

ケーシングは，最も発電機寄りの後部軸受台においてタービン基礎に固定され，前部ならびに中間軸受台で軸方向にスライドすることによって熱膨張を逃がっている。車軸は，中間軸受台にあるスラスト軸受によってケーシングとの相対位置を固定し，前後に延びることができる。またケーシングは車軸中心を通る水平面で各軸受台にささえられているので，軸受の熱膨張によって車軸が

上下方向に変位したとしてもケーシングもまた同様に変位し、車軸とケーシングは常に同心に保たれる。

高圧ケーシングの両側に配置された一対の複合形非常止め弁と制御弁ケーシングとの間の配管は、起動、停止時ケーシングと配管の間に生ずる熱膨張の差を逃げるための大きな曲率半径をもつベンドの構造とし、ノズル室に異常な応力が加わるのを防いでいる。

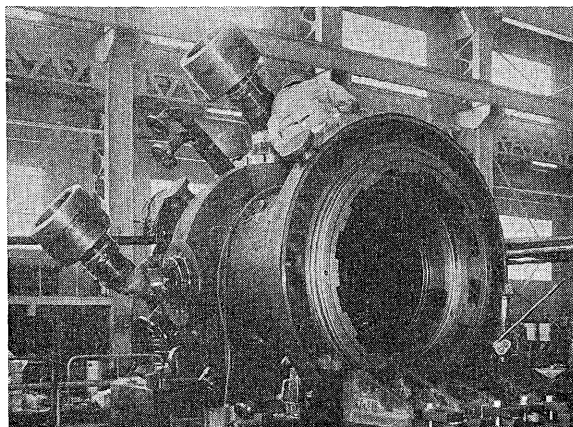
工場抽気量、出力の変動範囲の広いタービンにおいては、スラストのバランスが非常に大きな問題となる。本機の場合、第2抽気量と出力の変動に伴って、低圧部の流量は最少 2.5 t/h から最大 23 t/h の範囲で変動するので、スラストには慎重な配慮が払われた。まず高圧、低圧の各タービンはそれぞれ単独でもスラストがほぼ釣り合うように、バランスピストンを備えているが、さらにタービンの配置、蒸気流方向を考慮することによってスラストの不釣合を極小に押えている。第1図で高圧タービンと低圧タービンの蒸気流方向が逆になっているのはこのためである。残りのスラストは中間軸受台にあるダブルカラーミッチェル式のスラスト軸受で受けている。

以下に各部の特徴的な構造について述べる。

1. タービン本体

工業用の自家発電用タービンの最近の傾向として、入口蒸気条件が高温高圧化してきているが、どの場合にも平易に起動、停止、負荷調節のできる熱弾性に富んだ構造が要求されることはいうまでもない。本タービンではその意味で高圧ケーシングにつば形構造を採用した。これについては、他に詳しい紹介がある^{(1), (2)}ので、ここでは本機の特徴として要点だけを述べる。第3図は工場で加工中の本機をつば形ケーシングである。

圧力が高くなると必然的に肉厚が増大する。このことは、起動、停止時におけるケーシングの不均一な温度分布による変形や反りの原因ともなるので、ケーシングの肉厚はできるだけ均一にすることが要求される。つば形ケーシングには水平フランジがまったくないため、肉厚



第3図 加工中のつば形ケーシング

Fig. 3. Barrel type casing

が均一になり鑄造性が著しく良好となる。不均一な熱応力の発生の心配が無いのに加えて垂直な円形フランジによるシールの良好さによって、高温高圧タービンとしてきわめて理想的な信頼度の高い構造である。

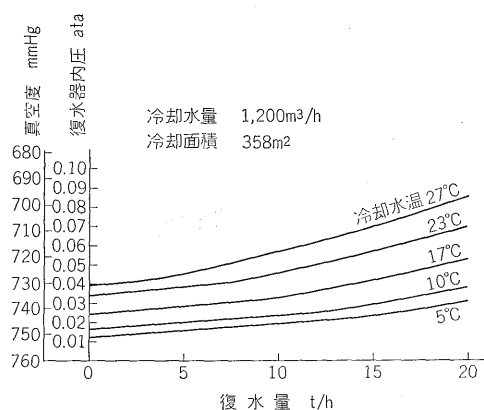
低圧ケーシングは水平フランジを有する上下二つ割り構造で、さらに前後二つの部分に分かれている。前、後各ケーシングは車軸に垂直なリング状のフランジによって締めつけられ、前部ケーシングはノズル室、制御弁ケーシングと一体に鑄造されている。無負荷運転時に排気温度が上昇しケーシングの温度が上がることはないように、ケーシング排気部には注水装置が設けられている。

第1図からわかるように高圧タービンは、外部ケーシングの中に静翼ホルダを組込んだ二重ケーシング構造になっている。静翼ホルダは上下二つ割りで、内側に精密な溝を切って静翼が植込まれ、外部ケーシングに対しては半径方向、軸方向ともに自由度をもたせ熱膨張に対して十分な配慮を行なっている。また静翼ホルダは、高圧タービン車軸とほぼ同じ重量に設計されており、静止部分と回転部分の熱膨張の速度、量をマッチさせ、定常的にも過渡的にも相互の伸び差をきん少におさえるよう考慮している。

車軸は一体鍛造削り出しの構造で、はめ込翼車は一切使用していないため起動、停止、負荷変動時に温度差によって、はめ込み部分が緩む危険性がなく、また固有振動数を定格回転数より高く設計してあるため起動、停止の安全性が高められ、運転を容易にしている。

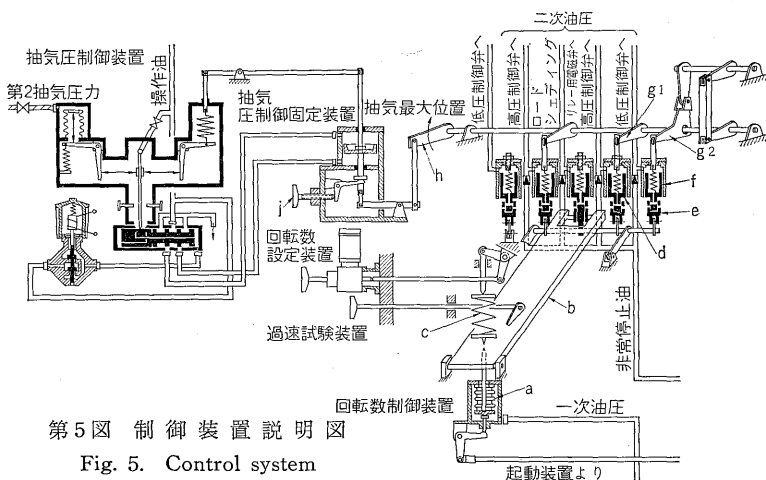
高圧ケーシングの四つのノズル室は、ケーシングとは別に鑄造され、つば形ケーシングにあげられた四つの穴に内側からそう入される。ケーシングとノズル室を別々に鑄造して組立てることにより、高圧ケーシングは完全な回転対称体になる。そう入ノズル室は、すり合わせをした円錐面でケーシングの内圧によってケーシングに押しつけられて密着し、さらに先端を溶接して気密を完全にしている。ノズル室とケーシングの間に熱膨張の差が生じるとしても、この円錐面ですべるだけで軸方向に応力の生じるのを逃けている。ノズル室のセンタリングと固定はセンタリングリング、センタリングボルトおよび締付ナットで行ない、制御弁、非常止め弁との結合は袋ナットによって行なっている。

タービン車軸のターニングは後部軸受箱の中にある油圧式衝動タービンによって行なう。タービン停止の際に 100 rpm 前後の高速でターニングを行ない、冷却中のタービンのケーシング内および車軸に不均一な温度分布が生じるのを防ぐ。本装置は固定部分と回転部分との間に機械的な接続がまったくないので、蒸気によって車軸回転速度を上昇させる場合にもあわてて切り離す必要はなく、また特別な切り離し装置を必要としない。同様にタ



第4図 復水器予想性能曲線

Fig. 4. Performance curves of condenser



第5図 制御装置説明図

Fig. 5. Control system

ービンを停止してターニングに切り換える際にも車軸を一度止める必要はなく、安全で取扱が容易である。駆動油はタービンの補助油ポンプによる給油の一部を用い、特別なポンプは不要である。回転速度は油圧を調節することによって 100~150rpm に調整できる。

2. 復水設備

本タービンは前述のように定格出力時は低圧部流量 2.5 t/h であるが、工場抽気が減っても定格出力を確保するため低圧部最大流量 23 t/h として計画された。したがって復水器はその条件を満足する性能を要求される。第4図に示したのは本復水器の計画性能曲線である。

本復水器は表面復水式で、冷却管は胴に溶接された2枚の管板に拡管によって取り付けられている。半区分形であるので、負荷を下げて運転すれば、運転中でも左右いずれか半区分の冷却管内部を掃除することが可能である。

冷却管は2枚の管板の間で鋼板製の仕切板でさえられているが、胴上部から流入する蒸気によって共振することがないように仕切板の間隔は不等にしてある。これは復水器の常用負荷範囲がきわめて広いためである。冷却管は幾つかの管束に分割して管板に装着されており、それぞれの管束の下には導水板が設けられている。管束を分割するのは、蒸気を管束の奥まで充分に浸透させるためであり、こうすることによってどの冷却管束にも均一な伝熱面負荷をもたせることができる。また導水板を設けるのは管束で凝縮した復水によって、その下にある冷却管束が濡らされて熱伝達が阻害され、同時に復水が過冷却されるのを防ぐためである。さらに復水は導水板に沿って流れ落ちる過程で、復水器胴内の過熱蒸気によって部分的に脱気される。

外部から漏れ込んでくる空気と、蒸気とともに運ばれてくる空気や不凝縮性ガスによって復水器真空が次第に悪くなってゆくのを防ぐために、2段2連式蒸気エゼクタを備えている。エゼクタの容量を小さくするため復水

器胴内に特別に区切られた空気冷却用の管束を設け、抽出される混合気はここで過冷されて空気分圧を高め、能率よく空気抽出を行なうよう考慮している。

タービン排気口と復水器胴の取付部分には、ステンレス製のベローを設けタービンケーシングと復水器との熱膨張差などによって相互に無理な力がかかるのを避け、さらに復水器胴にもベローを設けて胴と冷却管の伸び差を吸収する構造をとっている。

タービン車軸のパッキングランド最外端から漏れてくる蒸気はグラウンドコンデンサに集めて凝縮させる。グラウンドコンデンサおよびエゼクタの冷却水には復水を使用して熱回収を計り、プラントの熱効率を高めている。

IV. 制御機構

本タービンは、工場に一定圧力の蒸気を供給し、変動負荷分を低圧部で吸収しようとするもので、低圧部の出力は比較的小さい。高圧最大蒸気量と低圧最大蒸気量との比が、約5で非常に大きいので、低圧制御弁の調定率は、高圧制御弁のそれに比べてかなり小さくなる。そのため制御の安定性には注意して設計した。そのほか、効率の向上、運転操作の簡便性および安全性については、充分配慮している。

制御装置の主要部分は、油圧式调速機と油噴射管式抽気圧制御装置である(第5図参照)。タービン軸に直結したガバナインペラにより発生する油圧(一次油圧)を、変化の方向を逆にするとともに、数倍に拡大して二次油圧とする。この油圧をサーボモータに働かせ、制御弁を開閉させる。従動ピストンには、高圧制御弁用(d)と低圧制御弁用(f)とがある。

回転数が変化した場合には、レバー(b)によって同時に高低圧従動ピストンのスリーブ(e)が同量だけ動かされるので、二次油圧の変化はほぼ同じになり、高低圧制御弁ともほぼ同じ蒸気量だけ変化する。

抽気圧が変化した場合には、抽気圧制御装置により、

制御レバー (h) が動かされる。これに接続したレバー (g_1, g_2) は高圧と低圧の熱落差の逆比になっていて、高圧従動ピストンと低圧従動ピストンのばねを逆方向に動かす。したがって、高圧と低圧の二次油圧の変化は、熱落差の逆比になり、出力の増減はほとんどない。

高圧制御弁は、4 個のディヒューザ弁がタービンの両側に配置されている。これはおのおの独立に油圧サーボモータで直接開閉される。そのため、負荷しゃ断時にすべての弁が短いストロークで同時に閉めるので、弁全閉時間が非常に短縮される。ディヒューザ弁は、飽和特性をもっているが、復元機構でこれを補償する特性を与えているので、回転数と流入蒸気量に直線関係をもたせることができる。次の弁の開き出し点を、圧力損失が充分小さくなった点にとることができるので、効率の向上に役立つ。

低圧制御弁は 4 個のかご形弁をもち、1 個のサーボモータで操作している。流入速度を小さくとり、圧力損失を小さくするとともに、蒸気量に直線性をもたせるように設計した。

工場蒸気が多量に必要で、その蒸気量によって得られる出力で充分な場合には、低圧制御弁は全閉しているが、翼列に生ずる摩擦熱を奪い去るように、冷却用として必要最小の蒸気のみは流れるように設計した。この蒸気量は、多くなれば熱効率が低下し、少なすぎれば復水器へ流入する蒸気温度が高くなって危険である。そのため、最適値に設計するとともに復水器の胴体の温度を検出して、一定値以上に上昇した場合には、中央制御室に警報表示をして、さらに現場に設けた手動注水弁によって、復水器内に注水し、管、管板などの温度が上昇するのを防いでいる。

顧客の電力網の実情から、単独運転時の運転操作が重要になる。このため次のような点を考慮した。

単独運転時に、抽気量と負荷とのバランスがくずれて、大気放出した場合、第 2 抽気圧力が高くなるので、抽気圧力制御装置により制御レバー (h) が油気最小位置にくる。この時には定格負荷までとることができなくなるが、電磁弁 (i) によって、解列と同時に油気圧制御装置を殺し、制御レバー (h) を油気最大位置の方へ引き戻すことによって、定格負荷までとることができるようにする。

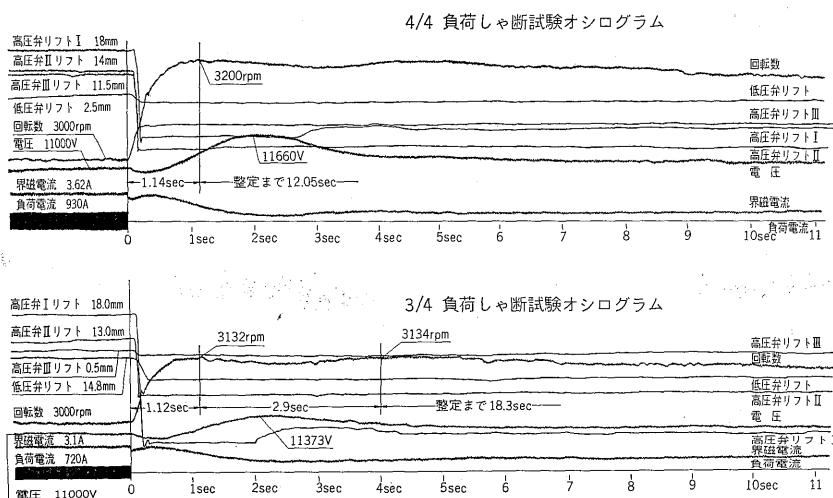
第 2 抽気が大気放出しているにもかかわらず、低圧制御弁が全開していない場合には、現場でハンドル (j) を操作することにより、抽気最大位置から無抽気の方へ動かして、大気放出量を減らすことができるようにした。

このように低圧制御弁は、運転状態によって非常に変化するので、中央制御室に弁開度を指示して監視できるようにした。

第 1 抽気は圧力を外部制御で、負荷が限界値以下になると、抽気非常止め弁を閉じてしまい、バイパス系統で必要蒸気を確保する。これは低負荷時に抽気系統からの逆流により、タービンが過速するのを防ぐためである。抽気非常止め弁の開閉を中央に指示している。

通常運転時には、高圧パッキングランド部からの漏れ蒸気を低圧パッキングランド部に導き、軸封を行ない、余りを復水器に逃す。起動または低負荷時には、高圧部からの蒸気供給量が少なくなるので、軸封蒸気を外部から供給する。軸封蒸気ヘッド内の蒸気圧力を制御し、一定圧力の蒸気を供給するのに、油噴射管式圧力制御装置と特殊のカム機構によって、全負荷範囲にわたって、自動的に蒸気の吸排を行なうことができる。

本タービンの起動には、低圧制御弁を全閉にした背圧タービンとしての方法と、全開にした復水タービンとしての方法とがあり、いずれの方法でも安定に行なうことができる。



第 6 図
負荷しゃ断時オシログラム

Fig. 6.
Oscillogram of load damp test

V. 試 運 転 結 果

昭和41年11月各種の試験運転が入念に行なわれたがここにその一部分を紹介する。

ご承知のように顧客は60%の九州地区にあって数少ない50%電源の需要家である。このため系統内の電力網が比較的小規模であり、4/4および3/4負荷しゃ断は併入して実負荷によって試験することが困難であった。したがって4/4、3/4負荷しゃ断は水抵抗器を使用して行ない、2/4、1/4負荷しゃ断は水負荷と実負荷の両方で試験を行なった。第6図は4/4および3/4負荷しゃ断時のオシログラムである。出力に比べて回転部分の慣性モーメントが小さいタービンでは速度上昇の時定数がきわめて小さい。さらに本機のように高圧ケーシングと低圧ケーシングとが長い連結管で結ばれているような場合、残留蒸気による全負荷しゃ断時の速度上昇が大きく、ガバナに対して非常に早い制御作動が要求される。本機にはタービン負荷の急変によって作動するロードシェディ

ングリレーを設け、全負荷しゃ断時でも直ちに回転数制御を行ない得るようにした。結果はオシログラムでわかるとおり、全負荷しゃ断時の最大瞬間速度上昇率は6%におさまっている。

またひきつづいて行なわれたタービンの性能試験の結果、保証性能を十分に満足していることが確認された。

VI. む す び

以上が旭化成工業・延岡第2火力発電所に蒸気供給兼発電用として納入した18,000kW抽気復水タービンのあらましである。

本稿を結ぶにあたり、本設備の計画ならびに試験に際し終始ご協力頂いた旭化成工業の関係各位に深く感謝の意を表する。

文 献

- (1) 縄野：高圧高温タービン 富士時報 30 No. 1, 2 (昭32)
- (2) 陽田：富士高圧タービンの最近の技術 富士時報 38 No. 5 (昭 40)

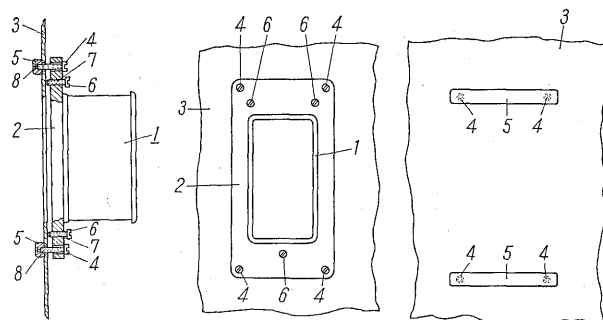
発明の紹介

計 器 取 付 装 置

(実用新案登録第 761911 号)

この考案は積算電力計等料金計器の取付姿勢修正機構の改良に係るもので、1は取付けんとする計器、2は計器主要部分を保持するベース、3は配電盤、5は配電盤3を介してベース2と対向する位置に配置された固定金具でねじ部8を2個有している。4はベース2および配電盤3を貫通し固定金具のねじ部8とら合する有頭の固定ねじ、6はベース2の姿勢修正用ねじ孔7にら合し先端部を配電盤3側に向けた姿勢修正ねじである。固定ねじ4は固定金具のねじ部8とのら合を削減することによりベース2を配電盤3に締付け計器1の保持を行なう。固定金具5一個に対し固定ねじ4二個がら合される構成のため、計器取付工程の当初において、両者を仮にら合させれば以後固定ねじ4を回転させても固定金具5が回転しないから、固定金具を人手その他にて押えることなく、ベース2の側の作業員1名にて固定操作ができる。固定ねじ4を完全に締め付けた状態では姿勢修正ねじ6はその先端部がいずれも配電盤3に密着するため、ベース2は姿勢修正ねじ6が凸出した寸法に相応した間隔

をもって配電盤3に固定される。したがって姿勢修正ねじ6を回転して姿勢修正用ねじ孔7とのら合によりベース2より出入させ、その先端部が凸出する寸法を変化させれば、ベース2と配電盤3との相対位置、したがって計器の取付姿勢を調整できる。以上のように固定ねじ4および姿勢修正ねじ6両者をベース2の側より操作して計器の取付姿勢の修正および固定を行なうことができるから、計器取付の全工程を1名の作業員で正確にかつ短時間に行なえる効果を持っている。





＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。