

富士製鉄株式会社 広畑製鉄所 納
軸流圧縮機用 7,800kW 蒸気タービン

7,800 kW Turbine for Turbo Blower Supplied to Hirohata Iron and Steel Works, Fuji Iron and Steel Co., Ltd.

石橋 英一* 逢沢 喜子人*
 Eiichi Ishibashi Kineto Aizawa

内 容 梗 概

富士製鉄株式会社広畑製鉄所納軸流圧縮機駆動用 7,800 kW 蒸気タービンが、昭和34年きわめて好成績で工場試験ならびに広畑製鉄所における立合試験を完了し、昭和35年9月より好調に営業運転中である。本機は最大出力 7,800 kW で軸流圧縮機駆動用としては、わが国最大の部類に属し、日立製作所日立工場の記録品である。なお軸流圧縮機は日立製作所川崎工場において製造された。

本機はその使用目的が軸流圧縮機駆動用であるため発電用タービンに比べ使用回転数が広範囲に変化するとともに高炉の関連運転の関係から絶対の信頼度を要求されているので構造上特別の考慮が払われ、設計製作されたものである。ここに本タービンの性能、構造および現地における性能試験の結果の概要につき紹介する。

1. 緒 言

近年製鉄業界の発展と設備の近代化に伴い高炉送風に効率のよい軸流圧縮機が使われ始めた。これの原動機には軸流圧縮機の大容量化と可変速度調整の必要性および自家発電設備との関係から蒸気タービンが最も適していることは衆目の認めるところであり、一方最近のタービンの技術は使用される各種耐熱材料の発達、制御および保安装置の進歩によって信頼度が著しく高められたこと、および運転、保守がきわめて容易になったことなどから今後とも蒸気タービンが広く採用されるものと思われる。

本文は以上の観点から最近優秀な成績をもって完成し、すでに好調な営業運転に入っている軸流送風機駆動用 7,800 kW 蒸気タービンの概要を紹介するものである。

2. 仕様および構造

本タービンの断面図を第2図に、仕様を第1表に示す。

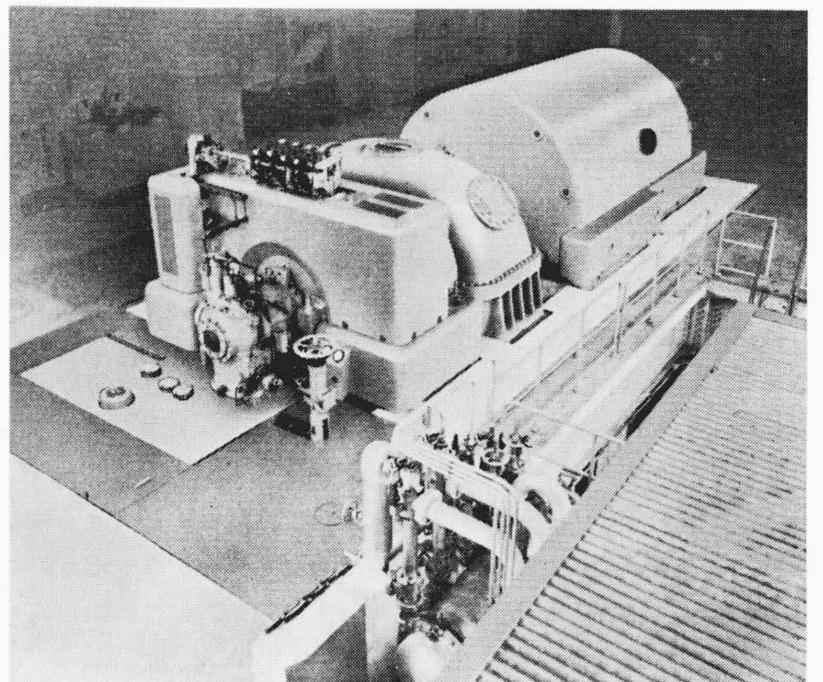
タービン段落はカーチス車1段、ラトー車11段で合計12段である。

2.1 タービンの構造

2.1.1 タービン車室

タービン車室は高低圧の2車室よりなり、高低圧車室はおのこの端の垂直継手で結合された単汽筒形である。高圧車室は蒸気室を1体とした構造であり、低圧車室は排気室を形成するとともに復水器と連絡している。各部構造および寸法決定にあたっては鑄造作業および検査を容易にし、蒸気が車室を局部的に加熱することなく、熱応力の点からも負荷の急変や短時間起動に対して安全を期した。高圧車室と前側軸受との継ぎはいわゆる猫足となっておりキーおよびボルトにて熱膨張をゆるすと同時に軸方向に固定され、車室の左右方向の心は板バネにより常に保持しうる構造になっている。さらにタービン全体は後部軸受部にて基礎に固定され前部軸受箱は十分な長さをもったI形たわみ板にて基礎に取付けられており、軸方向の熱膨張を自由に吸収するとともに軸と直角水平方向の心が常に一定になるようにしてある。高圧車室にはモリブデン鑄鋼を採用し鑄造後完全なる熱処理を行い、放射線検査、磁気探傷検査などの各種非破壊検査を施行した。低圧車室は鑄鉄製で排気損失を極力少なくできるような適切な曲面をもたせているとともに上部車室には大気放出弁を備えている。

* 日立製作所日立工場



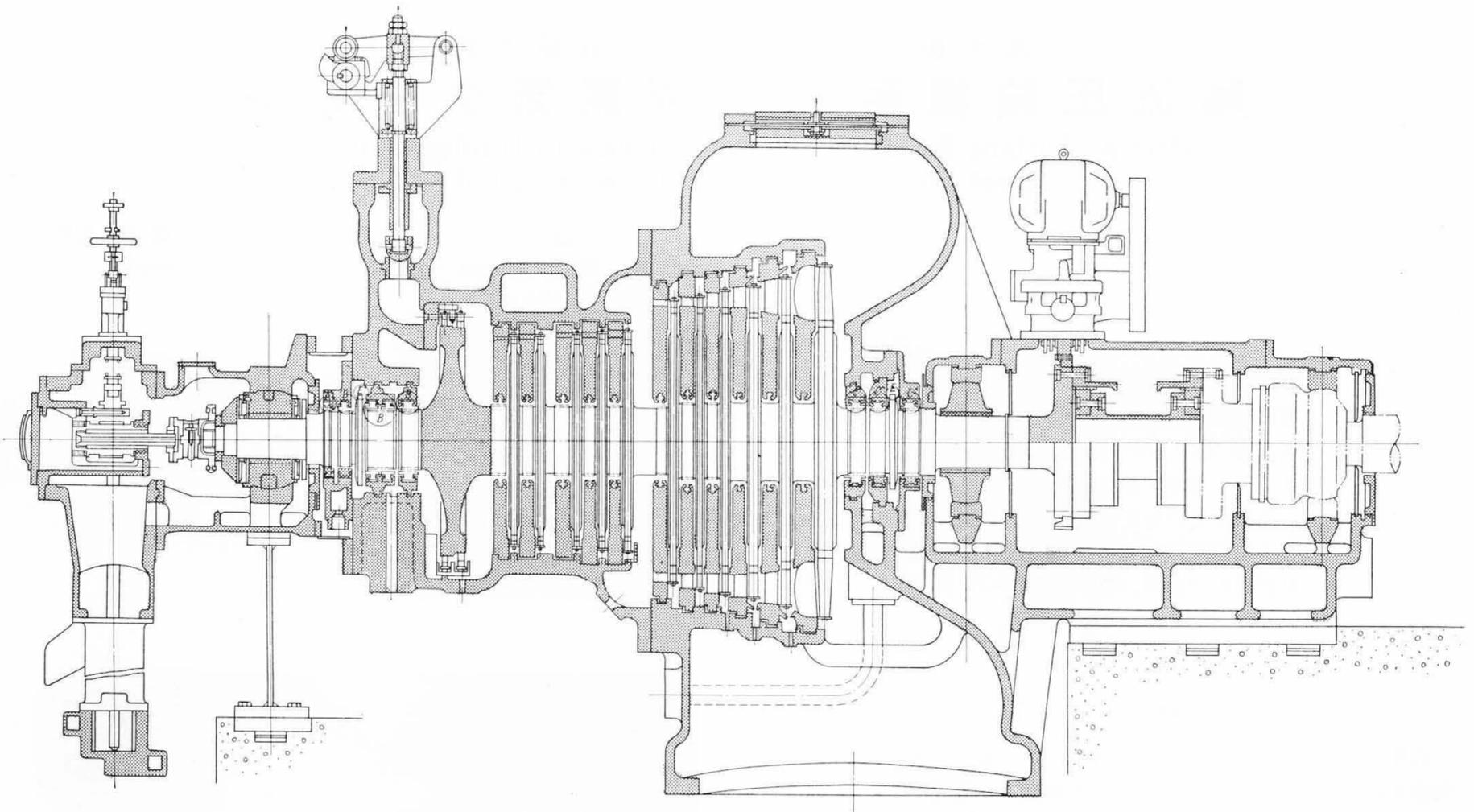
第1図 7,800kW 復水タービン

第1表 タービン仕様

形 式		日立衝動式単汽筒復水タービン		
作動蒸気条件	主蒸気圧力		30	
	主蒸気温度		410	
	復水器上部真空		722	
		最大出力	常用出力	最少出力
タービン軸端出力	kW	7,800	4,440	2,535
タービン回転数	rpm	4,200	3,500	2,815
蒸気消費率	kg/kWh	4.31	4.18	4.62
使用回転数範囲	rpm	2,815~4,200		
速度調整範囲	rpm	2,675~4,410		

2.1.2 翼およびロータ

送風量の変化に伴いタービンの使用回転数が2,815 rpm から4,200 rpm まで変わるのでこの使用回転範囲内にてタービンの安全運転を期すためにタービンロータおよび翼の振動について特別な考慮を払った。すなわちタービン動翼の振動に関しては使用回転範囲内において共振現象の起きないよう厳密なる計算のもとに翼形および寸法を選定採用するとともに、一方タービンロータに関しては危険速度を使用回転数以下に駆逐し、なおホワーリング現象の起きないよう各部寸法および軸受の形式を決定し、さらに高温部および応力の高い翼根みぞのコーナ部にはショットピーニ



第2図 タービン断面図

ングを行って疲労限の増大を計り強度上の安全性をさらに高めた。翼材は耐浸食性の大なる 13Cr ステンレス鋼を使用し、加工前に超音波試験および磁粉試験により内部欠陥の検査を行い、完成品についてはさらに磁粉試験により表面付近の欠陥を厳重に検査した。ロータシャフトは、タービンディスクと一体のいわゆるソリットロータで Cr-Mo-V 鍛鋼を使用し、運転中における軸の熱ひずみによる振動を防ぐため、高温安定試験を行うとともに不平衡重量による振動を防止するため厳重なる動的釣合試験を施行している。

2.1.3 ノズルおよびダイヤフラム

ノズルはすべて効率のよいネガティブ・ノズルを採用し、高温部は熔接式とし低温部は鋳込式とした。ノズル翼材は作用蒸気温度に従ってそれぞれに強度をもたせるため 1~4 段は 15Cr-Mo ステンレス鋼を、それ以下の高温部には 13Cr ステンレス鋼を、低温部に高級仕上鋼板を使用した。蒸気が流通するダイヤフラムのノズルは特に精密機械仕上げされた噴口を特殊な熔接あるいは鋳込みにより隔板に組立てられており、ダイヤフラムは熱膨張によりその中心性が狂わないよう特殊な支持装置で車室に取り付けられている。なお低圧段落のダイヤフラムには水滴分離装置を設け、分離された水滴は直接復水器に導かれ、ドレンによる動翼の侵食を防止している。

2.1.4 軸 受

本タービンにより発生した動力はタービンロータ軸端のたわみ継手を介して軸流圧縮機に伝達されるが、このたわみ継手のかみ合部は伝達トルクに対応する面圧を受けながらタービン負荷の変化による熱膨張量の変化分をすべりにより吸収する必要がある。したがってこの際すべりの方向と逆方向に摩擦による推力を生ずることになり、この分がタービンおよび軸流送風機の推力軸受に加わることになる。タービン推力軸受はタービンロータに生ずる熱力学的推力とこの機械的推力の代数和（この両者が同一方向を向くことも、またお互に逆方向となって打消しあうこともある）に対して十分な容量をもたせることが必要で、この点はあらかじめ

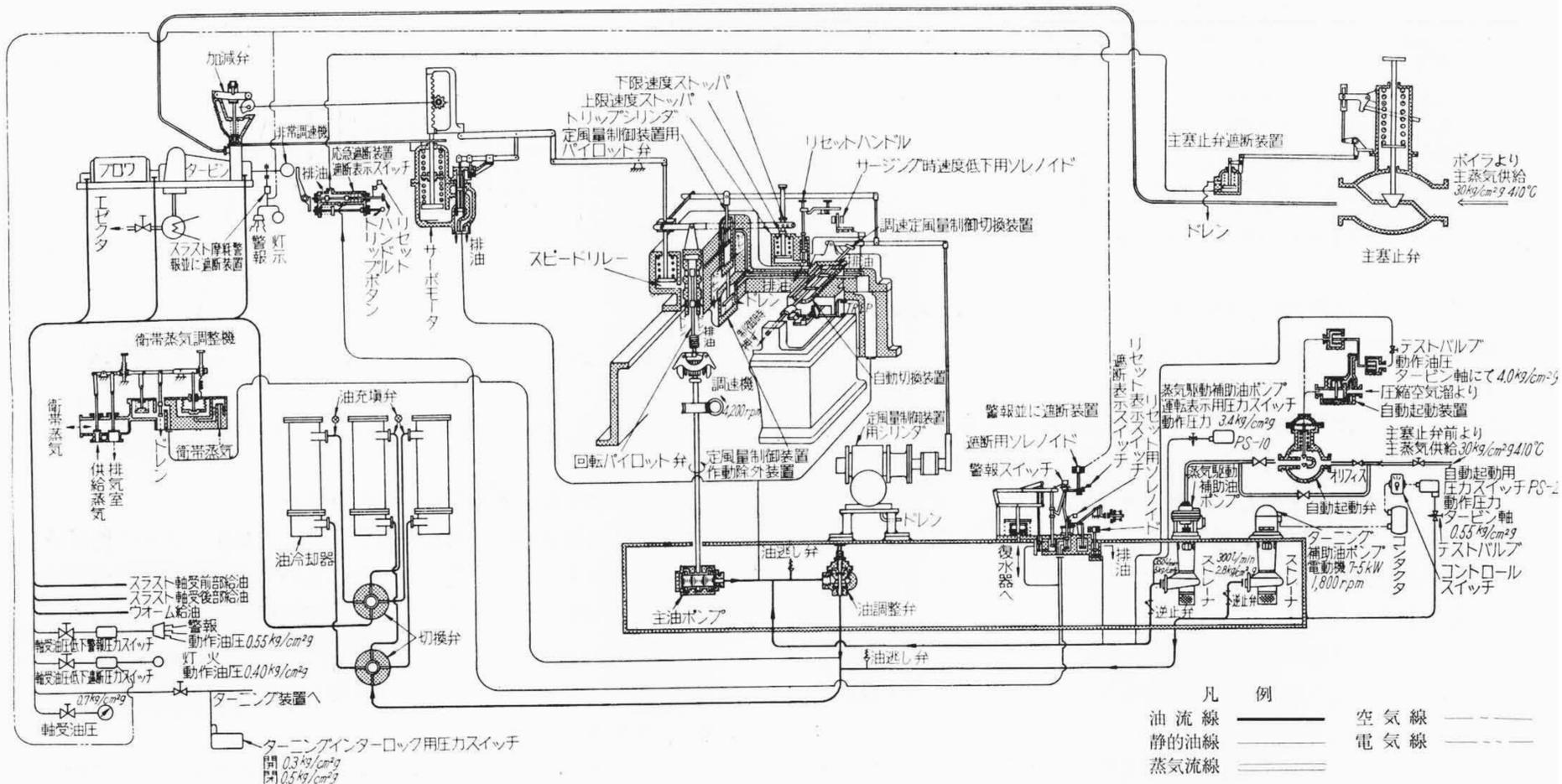
考慮するとともに、さらに万一このフレキシブルギヤカップリング歯面の摩擦が大となり、タービンの前方向に推力がかかる場合があっても安全運転できるよう推力軸受面は前後とも負荷容量の大きいテーパランド形推力軸受とし、なお推力軸受面は常に均一な当りが得られるようジャーナル軸受と一体とし、球面座により自己調整しうる構造とした。ジャーナル軸受前後部ともタービンロータのホワーリング防止のため軸方向に特殊のみぞのある圧力形軸受を採用している。

2.1.5 たわみ継手

負荷変動による軸心の狂いおよびタービンロータの軸方向の伸び、さらに万一圧縮機にサージ現象の起きた場合など負荷の脈動的変化を吸収し、常に安全運転を期するため動力伝達機構としてタービンと軸流圧縮機間にたわみ継手を採用した。材質は Ni-Cr-Mo 鍛鋼で歯面を高硬度にするとともに内歯と外歯に適当なる硬度差をもたせ、しかもそのかみ合い精度および歯面の仕上りについては回転と軸方向へのすべりを考慮した特殊ラッピングを行い、さらに歯当り試験装置により厳重にテストおよび検査を行ない完全を期した。

2.2 调速ならびに保安装置

本タービンに採用した制御機構は第3図の系統図に示すように加減弁は通常運転を行う場合には圧縮機の送風量の変化をとらえ、定風量制御運転を行う。タービンの起動より定風量制御にはいるまでは手動主塞止弁による絞りによって速度の調整を行う構造となっている。加減弁の制御は油圧操作によって行われるが、これを制御する機構として定風量制御装置およびタービン危急時に先だて加減弁を閉止する準保安装置がある。準保安装置に属するものは先行非常调速機、サージ時速度制御装置およびサージ防止装置である。これについてはあとで述べるが、送風機がなんらかの原因によってサージに入った場合に急激なる速度の変動を避けるとともにタービンの速度を一定の値に下げするための装置がサージ時速度制御装置およびサージ防止装置である。保安装置は主塞止弁を閉塞してタービンの停止をはかるもので、この装置として非常



第3図 タービン制御系統図

調速機、危急遮断装置、手動遮断装置、真空低下遮断装置、スラスト摩耗遮断装置、軸受油圧低下遮断装置および大気放出弁などが設けてある。

2.2.1 蒸気制御弁

蒸気制御弁に属するものは主塞止弁および加減弁で、主塞止弁はタービン起動に際して暖機の状態から定風量制御装置の動作する回転数に速度を上げるまでの間主蒸気を加減し、また過速度そのほかの危険状態になると危急遮断装置、主塞止弁遮断装置を介して掛金がはずされ、弁がいかなる開度にあってもただちに閉塞される構造となっている。

加減弁はサーボモータによって駆動されるカムにより開きパネによって閉じる構造で、カムは各弁を適当な順序に開きサーボモータの動きと蒸気量の増減がほぼ直線関係になるように考慮されている。

2.2.2 定風量制御装置

(1) 定風量制御機構

定風量制御装置は定風量操作シリンダの動きがタービンの定風量制御パイロット弁に入ってくる、入り加減弁サーボモータの油圧を加減しタービンを制御する。この際タービンの調速機は先行非常調速機の役目をするようになる。たとえば風量が減少した場合は制御パイロット弁は下方に押下げられ、これによって開かれた油のポートより圧油はスピードリレーを上方に動かし、レバー機構およびサーボモータを介して、加減弁を押上げて蒸気量を増し、風量を一定に保つように働く。風量が増加した場合はこれと逆方向の動作となる。定風量制御パイロット弁は手動によってそのブッシュの位置を切り替え、一時的に定風量制御動作を作動しないようにもできる。これによりタービンの調速運転または単独無負荷運転および万一サージ時定風量制御装置の動作を一時的に殺すことができる。

2.2.3 準保安装置

(1) 先行非常調速機

軸流圧縮機はその特性上から送風量が吐出力に対してある一定値より下った場合に送風量の激しい脈動を生じ、それとともにタ

ービンの回転数も急激なる変動を生ずる。このような状態を続けることはタービン、圧縮機自体が無理な運転状態になるとともに音および振動を発生するのでこの状態を脱するため、サージ防止装置を働かせ、圧縮機吐出側の放風弁を開き、圧縮機吐出風量を増し、サージ領域を脱出するように計画されている。ところがサージに入った場合相当の風量増加がないと領域から脱せず、またそのためにかなりの時間を要するので、このような状態になったときタービンの先行非常調速機を低い速度設定に切り換え、早くサージ領域から脱するようにするのがサージ時速度制限装置である。

第3図に示すとおり本装置の機構は電磁ソレノイドとこれによって作動する懸金、パイロット弁およびピストンと、これにつながる速度設定用スピンドルよりなっている。サージに入った場合、電磁ソレノイドが作動すると掛け金がはずれ、パイロット弁が下方に動き速度制定のピストンの下部に圧油を供給する。したがってピストンはパネに打ち勝って上方に動き、スピンドルおよびレバーを介して先行非常調速機の回転パイロット弁ブッシュを上方に引上げて設定速度を低くする。この機構の働きによりスピードリレーのピストン下部の圧油を排油口に導き、このピストンの下降とそれにつながるレバー機構を介して加減弁は絞られ、回転速度の上限は最大回転数の約80%に押えられる。サージ状態がおさまリ、放風弁を開いてもとの負荷の状態にもどすためにはサージ速度制限装置のリセットハンドルを引上げればよい。すなわちリセットハンドルを引上げるとパイロット弁が切り替ってシリンダ内部の圧油を排油口に通ずるので、速度設定のピストンがもとの状態にもどされる。

2.2.4 保安装置

(1) 非常調速機

回転数が最大回転数の110±1%に達したとき作動してタービンへの流入蒸気を遮断する装置でタービン軸前部に設けてある。重心がタービン軸の回転中心から偏心しているプランジャおよびプランジャの遠心力に対抗する圧縮パネから成立っており、回転数が上昇してプランジャの遠心力がパネに打勝てばプランジャが飛

第2表 タービン蒸気消費率

タービン軸端出力 (kW)	回転数 (rpm)	蒸気消費率 (kg/kWh)	裕度 (%)
7,520	4,200	4.31	±3
5,720	3,990	4.18	±3
4,440	3,500	4.18	±3
4,320	3,310	4.19	±5
2,535	2,815	4.62	±5

注：上記蒸気消費率は作動蒸気条件が第1表の値の時のものである

び出し、危急遮断装置の掛け金をたたいて後述の危急遮断装置を動作させる。

(2) 危急遮断装置

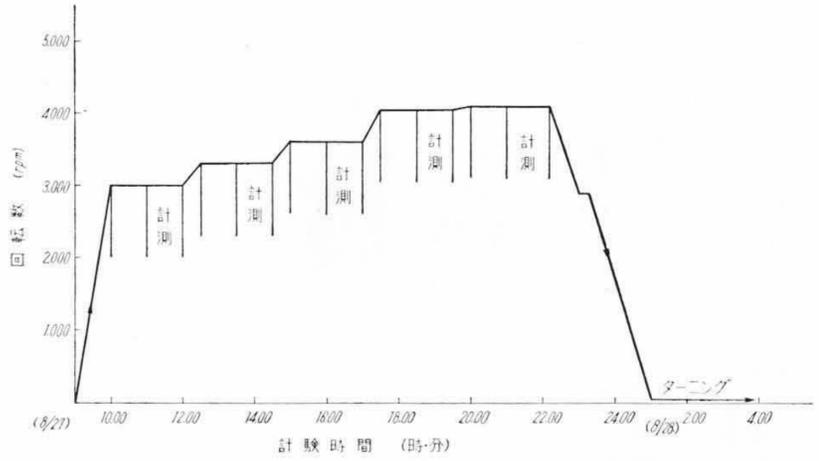
バネ動作の油圧切替弁で、非常調速機が作動すれば危急遮断装置の掛け金をたたいてはずし、バネによって油圧切替弁が動作し、主塞止弁遮断装置を介して主塞止弁を閉塞し、タービンを停止する。危急遮断装置には手でトリップする押ボタンおよびリセットの場合の引金があり、必要あるときは押ボタンによって手動操作もできる。

(3) 主塞止弁遮断装置

この装置は危急遮断装置の動作をうけて主塞止弁の掛け金をはずし、主塞止弁を閉じる構造となっており、その主要部はリレーピストンとこれを押上げる方向に働く圧縮バネおよびピストンロットから主塞止弁までのレバー機構から成っている。リレーピストンの下側に作用している圧油が危急遮断装置の動作によって排油側にのがされるとバネの力によってピストンが下降し、レバー機構によって掛け金をはずし主塞止弁を急速に閉塞する。

(4) 真空低下警報ならびに遮断装置

本装置の主要部は真空度検出ペロー、パイロット弁、油圧ピストン油切替弁およびリセット機構よりなり、復水器の真空度に応じてペローが変位し、パイロット弁によって油圧ピストンが動作する構造となっており、真空度が600~570mmHgになると警報を発し、さらに真空が下り500~475mmHgになると油圧機構が動作して、危急遮断装置に供給している圧油を排油側にのがし、主塞止弁を閉塞させてタービンを停止する。



第4図 蒸気消費率試験時のデータ計測時間表

(5) 軸受油圧低下警報ならびに遮断装置

この装置は軸受油圧が異常に低下したとき軸受メタルの焼損を防止するためタービンを危急停止するもので、軸流圧縮機側給油管に取付けた圧力スイッチから成り、軸受圧力がタービン軸中心で約0.55kg/cm²gに低下すると警報を発し、約0.4kg/cm²g以下に低下すると前項のソレノイドを付勢してタービンを停止する。

(6) スラスト摩擦遮断装置

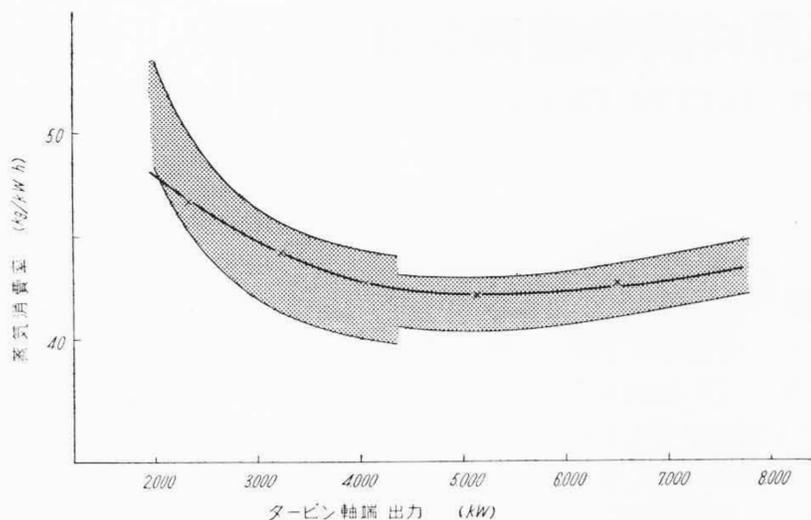
タービンスラスト軸受の摩擦によりロータとケーシングの相対位置がある限度(0.8mm)以上変化すると検出用の温度リレー感温部がロータに接触して発熱により作動し、危急遮断用のソレノイドを付勢しタービンを停止する。

(7) 大気放出弁

前に述べた真空低下遮断装置が万一こわれていた時にタービン排気室圧力が大気圧以上かなり高い圧力になった場合は、排気室が内圧のため破裂するおそれがあるが、これを防止しているのが大気放出弁で、排気室内圧力がある値以上になると排気室上部の大気放出弁の薄い特殊銅板がナイフェッジのため切り取られて蒸気を大気中に放出し、低压タービン車室の破損を防止する。ただしこの弁が実際に働くような状態はほとんど起らないはずである。

第3表 蒸気消費率計測データおよび計算結果

施行年月日		昭和35年8月27日					
記録採取時刻		11.00~12.00	13.30~14.30	16.00~17.00	18.30~19.30	21.00~22.00	
軸出力		kW	2,342	2,348	4,061	5,165	6,505
回転数		rpm	3,007.5	3,308.5	3,597	4,044	4,094.5
蒸気圧力	主塞止弁前後	kg/cm ² g	30.95	30.9	31.44	30.9	30.49
	調整段	kg/cm ² g	30.43	30.13	30.75	30.15	29.6
	復水器上部真空	mmHg	5.1	7.2	9.6	11.55	15.5
	空気抽出器一段入口	kg/cm ² g	729	728.5	727.5	726.38	725
	空気抽出器二段入口	kg/cm ² g	12.63	12.83	12.83	12.63	12.37
	グラウンド蒸気	kg/cm ² g	12.63	13.0	13.2	13.0	17.63
	グラウンドエキゾースタ前後	mmHg	0.055	0.065	0.1375	0.055	0.05
主塞止弁前蒸気温度		°C	48.5/25	48.25/25	50/25	49/29	49.5/30
主塞止弁前蒸気温度		°C	413.25	411	414.5	413.8	395.0
流量	給水流量(積算)	kg/h	10,830	14,380	17,360	21,680	27,500
	給水流量(指示)	kg/h	10,730	14,700	17,700	21,775	27,700
	主蒸気流量(指示)	kg/h	10,600	14,175	17,66	21,500	27,375
蒸気消費率	空気抽出器所要蒸気量	kg/h	134.5	137	138	137	133.8
	グラウンドシールレギュレータの蒸気量	kg/h	152	97	92	55	0
	グラウンドエキゾースタの蒸気量	kg/h	33.9	35.6	46.8	36.5	33.8
	給水を主蒸気に換算した流量	kg/h	10,577.4	14,181.6	17,166.8	21,524.5	27,400
	主蒸気圧力による補正係数		1.0025	1.002	1.0025	1.001	1.001
	主蒸気温度による補正係数		1.002	1.001	1.004	1.004	0.98
	排気真空による補正係数		1.005	1.011	1.003	1.007	1.04
	回転数による補正係数		1.023	1.000	1.003	1.0015	0.993
	総合補正係数		1.0325	1.014	1.0125	1.0135	1.014
	修正主蒸気流量	kg/h	10,920	14,400	17,400	21,820	27,780
修正蒸気消費量	kg/kWh	4.67	4.43	4.285	4.225	4.27	



ただし図中うすく影をほどこした部分は保証値を示し、×は実測点を示す。

第5図 蒸気消費率試験結果

3. 現地性能試験

本タービンは昭和35年6月から現地据付けを開始し、8月中旬にブロウと直結し、8月下旬に予備試験および公式試験を完了し9月には引き渡し、ただちに営業運転に入るという超スピードぶりで、この間事故らしきものは全くなく、運転性能もきわめて良く、ことにタービン関係の性能試験は8月27日ただ1日ですべて完了することができた。ここではタービンの蒸気消費率試験結果についてその大略を述べる。

蒸気消費率の保証は第2表に示すとおり出力、回転数ともおのおの異なった5点について行われている。蒸気消費率の計測は第4図の時間表にて行い、計測は整定1時間後に20分間隔で4点、合計1時間行った。タービン軸端出力は直接計測することができなかったので日立製作所川崎工場立合技師により算出された送風機の所要動力をそのまま使用することにしたが、これに関しては別途公表されるはずであるのでここではふれない。

タービンに流入する主蒸気量は本タービンが無抽気タービンであることより主蒸気流量計または給水流量計のいずれの読みをとっても同じことであるが、給水流量計のほうが精度が高いので給水量を正にし、主蒸気流量計の読みを副とした。もちろん設計上当然異なってくる両者の差、すなわちグラウンド、シール、レギュレータによる蒸気の流入または流出、グラウンド、パッキンよりの蒸気の流入、

グラウンド、エキゾースタによる蒸気の流出などについてはできる限り実測を建前としてやむを得ないところは顧客の了解のもとに設計値を使用し修正を行った。

以上計測データおよびその結果をとりまとめると第3表および第5図のとおりになる。

蒸気消費率試験は第3表からも明らかのように、給水流量を主蒸気流量に換算した値と積算給水流量の差がほとんどないことおよび総合補正係数もきわめて少ないことより試験はほぼ保証条件に近い処で行われ、しかもきわめて正確に行われたことを示す。また第5表から保証値を十分満足することが解る。

軸受温度を8月27日の計測データより拾ってみると給油温度41.5~43.0°Cでタービン前側軸受で48.0~50.5°C、タービン後側軸受で54.0~60.0°Cとなっており、いずれも制限値に対して十分余裕があることが解る。

タービン軸受の振動については本タービンは各軸受に振動計を常設しているので、それによると両振幅にてタービン前側軸受の垂直方向最大5μ、タービン後側軸受で垂直方向最大2μ、水平方向2μとなっており、きわめて優秀なことが解る。ただしこれらはいずれも最大値であり、常時は平均1μ程度であり実用上完全にバランスがとれているといってもさしつかえない。

そのほか準保安装置、保安装置の試験についてもなんら問題なく当初の計画通りに作動し、また主油ポンプと補助油ポンプの切り換えも全くスムーズに行われることが確認できた。

4. 結 言

以上、富士製鉄株式会社広畑製鉄所納軸流圧縮機用 7,800 kW タービンの概要について述べた。本機の製作にあたっては細部にわたって入念なる検査を行うとともに工場および広畑製鉄所における組立後の試験においても慎重な試験が行われ、いずれも優秀な成績を納め、特に振動および各種制御装置などはきわめて安定した特性が得られた。すでに本機と同形式の室蘭製鉄所納 9,000 kW タービン2台が引続き製作されている。このように産業用機器が続々として設置されることは、産業界の発展とともにきわめて喜ばしいことであり、さらに今後の発展が望まれる。最後に本機の製作にあたり終始ご懇切なご指導をいただいた富士製鉄株式会社広畑製鉄所の関係各位に深甚なる謝意を表する次第である。



特 許 の 紹 介



特許第262419号

高橋 忠太・油井 兄朝
関野 陽

ボギーの揺れ装置

1台車に1個の主電動機をのせた、軽量大出力の機関車は経済上有利であるが、この構造のボギーでは主電動機が台車の中心にあるため、従来の下ゆれ枕を貫通することができないので、車体を前後左右および中心ピンを中心として回転運動させる揺れ装置に特別の考慮が必要である。

この発明は、図に示すように下ゆれ枕の貫通を廃し、下ゆれ枕つりリンクのボギー枠および下ゆれ枕への連結部に、それぞれ直交軸を有するつり金具を使用して、車体の前後左右のゆれおよび回転運動を自由にするとともに、下ゆれ枕および車体台枠より差し違いに設けた、ばね案内筒を摺動的にかん合し、この案内筒により枕ばねを案内し、枕ばねの横倒を防止したことを特長とする。

この発明の実施により、1台車1主電動機の大出力機関車におけるボギー揺れ装置の製作が容易となった。

(滑川)

