

千葉第6高炉のエネルギー回収設備

Energy Recovery Equipment of No.6 Blast Furnace at Chiba Works

西山 哲 司*

Tetsuji Nishiyama

菊 池 一 成*

Issei Kikuchi

Synopsis:

Two types of special equipment to recover energy on the process of the blast furnace operation are reported in this paper.

Ljungström type air preheater which heats up the hot stove combustion air by hot stove waste gas recovers the heat at the rate of 8×10^6 kcal/h, increasing the hot stove efficiency by 4%.

Blast furnace energy recovery turbine, GUBT, imported from USSR has started its operation in april, 1978. Total heat recovery by both air preheater and GUBT will be expected to be 280×10^6 kcal annually, that is, 0.7% of a total energy consumption at Chiba Works.

1. はじめに

第6高炉の省エネルギー対策は、ハード、ソフト両面にわたり種々行われている。たとえば熱風炉の大型化および計算機制御、高炉におけるベルレス装入装置の採用、鋳床集塵ファン制御、吹き込み重油量制御等が行われているが、本報告では特に省エネルギー効果の大きい二つの設備、すなわち熱風炉排ガスの熱エネルギーを回収する熱風炉熱交換器の設備と実績を、高炉排ガスの運動エネルギーを回収する炉頂排ガスタービンについては設備のみを報告する。

熱風炉の熱風炉効率を上昇させる手段として、ソフト面での制御は、現在の熱風炉効率が75~80%であることを考慮すると、1%程度の効率上昇が限界であり、大きな効果は期待できない。熱風炉効率の上昇、すなわち排ガス量、排ガス温度の低

下対策のうち、熱交換器は熱風炉排ガスの熱エネルギー回収を目的とした装置である。

一方、高炉の大型化、炉頂圧の高圧化に伴い、炉頂ガスのもつエネルギーの回収が具体的に検討されるようになった。このエネルギー回収設備は膨張タービンによる発電設備として10年ほど前に実用化の段階に入り、日本では1974年に当社がいち早く水島製鉄所に川重-Soflair式を設置した。

千葉製鉄所第6高炉でも当初より炉頂排ガスタービンを導入する方針で検討し、現在実用機として実績のあるソ連式軸流型を採用することにした。

ソ連式はソ連国内で1969年に8000kW 1基が稼動し、その後12000kWの機種を含め数基が運転されている。この機種は、軸流であるために効率が良いことなどから第6高炉の省エネルギーに大きく貢献するものと期待されている。

本設備は電気事業法上“川鉄千葉6高炉発電所”

* 千葉製鉄所エネルギー部エネルギー技術室主査(掛長待遇)
〔昭和53年5月17日原稿受付〕

と称し、1978年4月末に営業運転を開始した。

2. 熱風炉熱交換器

2.1 設備概要

2.1.1 熱風炉設備仕様

第6高炉熱風炉は、熱風炉効率の向上、高炉への高温送風を目的として、蓄熱室やバーナ、燃焼室の大型化を図った。特に伝熱面積は高炉炉容積との比でみた場合、従来に比較して約12%大型化した。Table 1 に熱風炉設備仕様を示す。

Table 1 Hot stove specification

Type	Koppers (external combustion)
Number of hot stoves	4 in staggerd paralell use
Heating area per a stove (m ²)	110 000
Blast temperature (°C)	Max. 1300
Dome temperature (°C)	Max. 1470
Waste gas temperature (°C)	Max. 350
Burner type	Ceramic
Fuel	B gas + C gas
Burner capacity per a stove (Nm ³ /h)	147 000
Air preheater type	Ljungström

2.1.2 熱交換器の仕様

熱交換器としては、火力発電、船舶ボイラーなどで実績が多く単位体積あたりの伝熱面積が大きくコンパクトな構造を有するユングストローム式

熱交換器を空気予熱器として採用した。Fig. 1 に Gadelius 社製ユングストローム式熱交換器の概略図を、Table 2 に熱交換器の主な仕様を示す。回転蓄熱式熱交換器は、蓄熱体（エレメント）が被

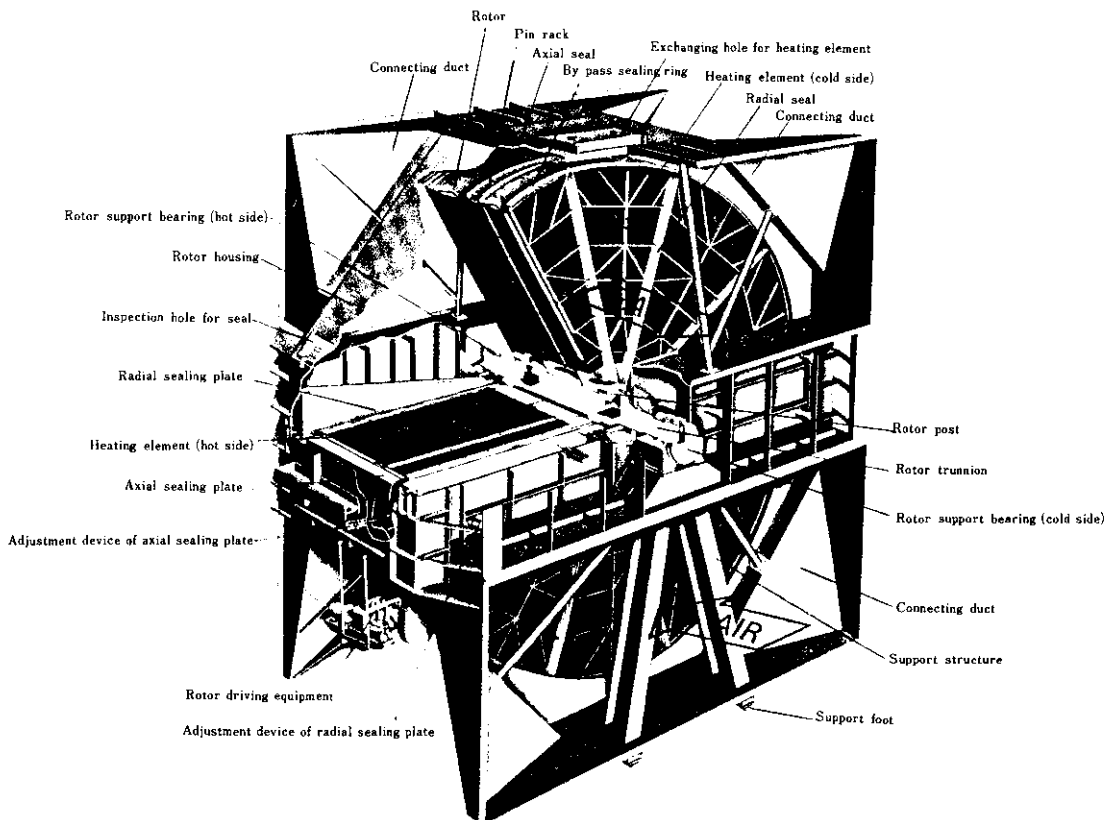


Fig. 1 Photograph of air preheater

Table 2 Specification and performance of combustion air preheater for hot stoves

			Specification	Performance
Type			Ljungström (Gadelius)	
Surface area for heating air (m ²)			7580	
Diameter of heat transfer rotor (m)			8.46	
Heating element size (mm)	Height	Total	850	
		Hot side	550	
		Cold side	300	
	Thick-ness	Hot side	0.6	
		Cold side	1.2	
Number of heat transfer unit		C.A.	2.149	
		W.G.	1.047	
Flow rate (Nm ³ /h)		C.A.	200 000	143 000
		W.G.	350 000	284 600
Gas temperature (°C)	C.A.	Inlet	20	33.5
		Outlet	202	191.4
	W.G.	Inlet	250	221.1
		Outlet	149	132.0
Temperature efficiency (°C)		C.A.	79.4	84.2
		W.G.	39.7	47.5
Pressure loss (mmAq)		C.A.	20	10
		W.G.	63	30
Leak air ratio (%)			8.1	11

C.A.: Combustion air for two stoves

W.G.: Waste gas from two stoves

加熱ガスと加熱ガス間を回転しており、熱風炉の排ガスによりエレメントに熱を蓄え、回転して冷空気側にてエレメントから熱を放出する。ユングストローム式熱交換式のような回転蓄熱式熱交換器の欠点は、高圧（空気）側から低圧（排ガス）側へ空気が漏洩することである。しかしこの欠点を考慮しても、温度効率が高いという利点は大きく評価できる。

2・1・3 熱交換器の概略配置図

Fig. 2 に第6高炉熱風炉に設置した熱交換器の概略配置図を示す。3台の空気ファン（1台予備）により空気共通ヘッダーを通して熱交換器に空気を導入し、エレメントから熱を奪って予熱された空気を熱風炉ごとに設けた空気調節弁で必要量投

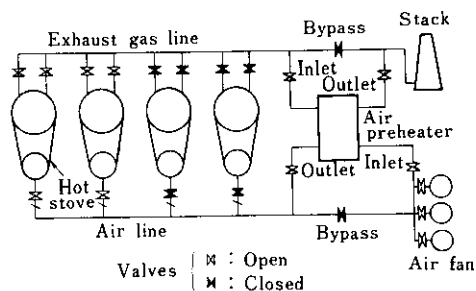


Fig. 2 Schematic diagram of combustion air preheating system

入する。ただし予熱空気温度が刻々変動するので、オリフィスの差圧を計算機により温度補正して標準状態に換算している。一方、燃焼期の熱風炉から出た排ガスは、共通煙道を通して熱交換器に入り、エレメントに熱を奪われて煙突から放出される。空気および排ガス経路には、熱交換器故障時、点検時などに使用するバイパス弁を設置した。

2・2 特徴的機能および欠点

(1) 熱回収率

熱交換器単位体積あたりの伝熱面積は、300m²/m³以上と高い伝熱面積密度を有し、単位体積あたりの効率が他の熱交換器と比較して非常に高い。このため非常にコンパクトに設計でき、同一容量の他型式よりも著しく小型軽量で、設置スペースも少なく据付工事も比較的容易である。

(2) 低温腐食対策

エレメントは高温部（排ガス入側、空気出側）と低温部（排ガス出側、空気入側）の2層になっており、通常低温部でエレメントの酸腐食の可能性がある。このため低温部材質を耐食低合金鋼とし、万一エレメントが腐食した場合においても低温部だけを交換できるようにした。

(3) 閉塞対策

ユングストローム式熱交換器は、ケーシング内にスートブロー装置を内蔵しており、エレメント前後（排ガス側）の差圧を常時監視し、閉塞時の差圧上昇で排ガス入側から出側に向ってブローを行う。一方、熱交換器の特性として、伝熱面に沿って排ガスと空気が周期的に交互に流れるため、排ガスが流れる間に堆積した汚れは低温側の清浄

な空気によりセルフクリーニングされる。

(4) 偏流防止

熱交換器入口、出口のダクト部に排ガスおよび空気が直角に入っているため、エレメント内ガス流れに偏流が生じて伝熱面積を有効に利用できないので、熱効率の低下、圧力損失の増加が懸念される。そこで当熱交換器においては、Fig. 3 に示すように空気入口、出口ダクトおよび排ガス入口ダクトに整流板を設置し、偏流を防止している。

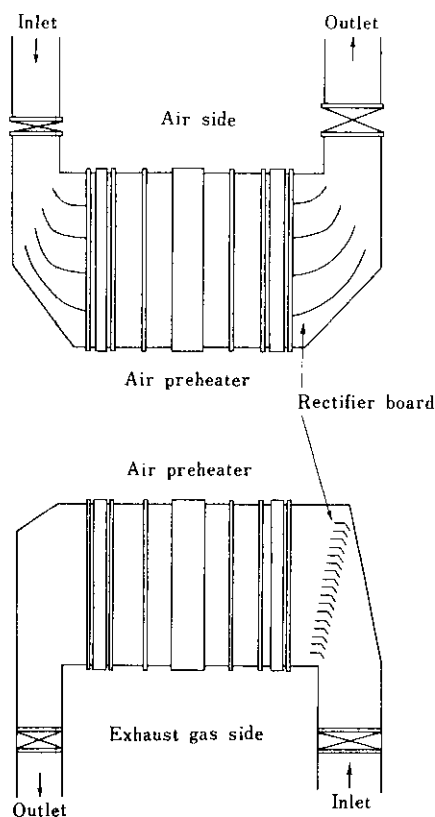


Fig. 3 Rectifier boards of air preheater

(5) リーク

熱交換器内部の排ガスと空気間に圧力差があると、空気側から排ガス側へシール部を通してリークが生じるという欠点がある。ほとんどがこのギャップリークであり、種々のシール対策を行っている。一方、エレメントの回転による持ち込みリーク（エントレントリーク）がある。当熱交換器

は空気と排ガスの差圧が 785 mmAq あり、出口空気量に対し 15% が排ガス中にリークするため、空気ファンの運転費上昇、排ガス量の増加および排ガス温度の低下をもたらす要因になっている。

2.3 予熱空気温度の制御

熱風炉がスタッガードパラレル送風（並列送風）を行っているので、切替時以外は 2 基燃焼である。また、燃焼期の炉から排出される排ガス温度は、燃焼期間中はほぼ直線的に上昇する。Fig. 2 に示したように、熱風炉 2 基分の排ガスが熱交換器を通過するため切替時の排ガス温度降下が大きいの。その結果、熱交換器から出る予熱空気温度も変動する。周期的な温度変化を模式的に Fig. 4 に示すが、切替時には急激に 50°C も降下する。

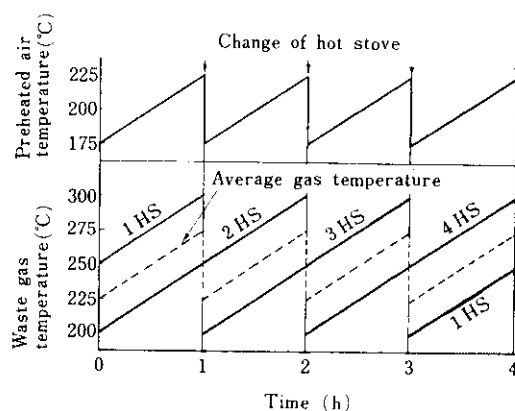


Fig. 4 Schematic diagram of periodical change of combustion air temperature at the outlet of air preheater with hot stove waste gas temperature

通常熱風炉のドーム温度は、効率上昇を目的として、燃焼期中はドーム温度上限値前後の 2~3°C の範囲で空気量により制御している。ここで予熱空気温度が 50°C 急変すると、ドーム温度が 20°C 変化することになり、炉に悪影響を及ぼすばかりでなく操作が困難となる。

そこで予熱空気温度の変動によるドーム温度変化をなくす方法として、Fig. 5 に示すように、当熱風炉で初めて C ガス 2 段吹込み法を採用した。これは、B ガス主管に 1 次 C ガスとして大部分の

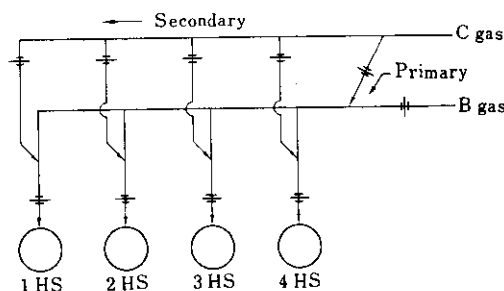


Fig. 5 Schematic diagram showing two step mixing of coke oven gas into blast furnace gas

Cガスを投入してMガスとする一方、少量の2次Cガスを炉ごとに富化しドーム温度を制御する方法である。制御はMガスのカロリー変化も考慮し、以下の方法によっている。

- (1) ドーム温度上限到達後の制御は、従来の空気による方法にかわり2次Cガスで行う。
- (2) 1次Cガス富化率は普通操業においては一定とし、ドーム温度上限設定値が変化した時に変更する。
- (3) 排ガスの $O_2\%$ を一定に制御するために、酸素分析計により従来の空燃比制御でなく、空気比制御を行う。
- (4) 2次Cガス富化によりMガスの理論空気量が刻々変化するので、Bガス、Cガス成分を刻々分析し、各炉ごとのMガス理論空気量を計算して空気量を設定する。

その他種々の制御も含めて Fig. 6 に燃焼期のスケジュールを示す。

2.4 熱交換器使用実績

本装置は、第6高炉稼働後約1箇月遅れの昭和52年7月20日から運転を開始し、現在までトラブルもなく稼働している。ただし高炉が立ち上がり操業中であるため、熱風炉熱負荷も小さく、熱交換器の回収熱量も少ない。Table 2 に熱風炉、Table 3 に熱交換器のそれぞれ稼働実績を示す。

(1) 熱交換器におけるガス温度

熱交換器入、出排ガス温度および出口空気温度の経時的な変化を Fig. 7 に示す。熱風炉切替時において空気出口温度に大きな変動があるが、Fig. 4 に示したほど急激な変化がないのは、排ガス、空

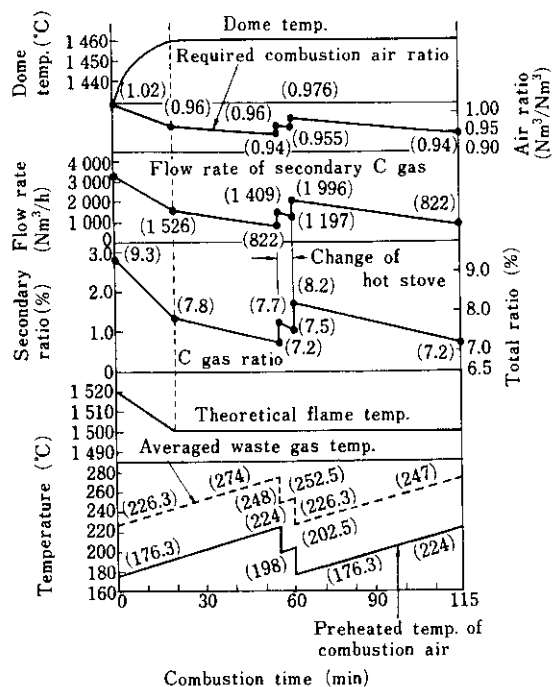


Fig. 6 Schematic change of various factors during hot stove heating

Table 3 Hot stove performance

Blast	Flow rate (Nm³/min)	5805
	Temperature (°C)	Inlet 198 Outlet 1233
Mixed fuel gas	Flow rate * (Nm³/h)	80050
	Calorific value (kcal/Nm³)	1034

* Per a stove

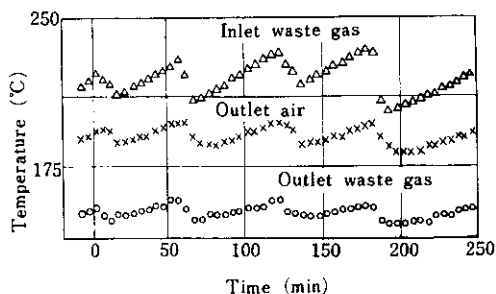


Fig. 7 Actual fluctuation in waste gas and air temperatures at gas preheater

気配管の保温材およびエレメント顕熱の影響である。実操業での入口排ガス温度と出口空気温度の関係はほぼ直線となった。出入口排ガスおよび出入口空気温度から空気側、排ガス側の温度効率を計算するとそれぞれ84.2%, 47.5%となり、十分に仕様を満足している。

(2) 圧力損失およびリーク量(空気漏洩量)

圧力損失は仕様に示された空気量、排ガス量で換算すると、Table 2のデータで空気、排ガス側それぞれ10mmAq, 30mmAqとなり、仕様に示された圧力損失以下となっている。一方、リーク量は対入口排ガス重量比で11%と大きい。これは排ガス温度が仕様に示された温度条件よりも低いのでシール部の膨張が少なく、リーク量が多くなっているためである。しかし前記仕様にもとづいて作成したデータで補正すると約8.1%となり、仕様に示されたリーク量と等しくなっている。

(3) 回収熱と熱風炉効率

熱交換器入口排ガス持ち込み顕熱に対するエレメントから空気が奪った熱量の比は、Table 3のデータから計算すると32.6%に達する。また空気の顕熱は $8.0 \times 10^6 \text{ kcal/h}$ という莫大な熱エネルギー回収となった。高炉操業度が上昇すればさらに大きな値となる。一方、Table 4に熱風炉熱バランスを示す。熱風炉効率は84.1%となり、従来の大型熱風炉での80%と比較して4%以上も上昇している。

Table 4 Heat balance of hot stove operation

(10 ³ kcal/h)					
Heat input			Heat output		
Potential heat	Fuel (a)	154 507 (84.0%)	Sensible heat	Waste gas	20 144 (10.9%)
Sensible heat	Cold blast (b)	21 586 (11.7%)		Hot blast (c)	151 505 (82.3%)
	Combustion air	7 996 (4.3%)	Heat loss		12 440 (6.8%)
Total		184 089 (100%)	Total		184 089 (100%)

$$\text{Efficiency of hot stove} = \frac{(c) - (b)}{(a)} \times 100 = 84.1 (\%)$$

(4) 2次Cガス変動

Fig. 8に予熱空気温度、2次Cガス富化率、ドーム温度の経時変化を示す。この例においては熱風負荷が少ないので、ドーム温度上限到達時間が遅く、燃焼期後半ということもあって、2次Cガス富化率の変動は小さい。上限到達後は2次Cガス富化率でドーム温度を一定に制御していることにより、高負荷操業になればFig. 6のような変動が生じるものと思われる。

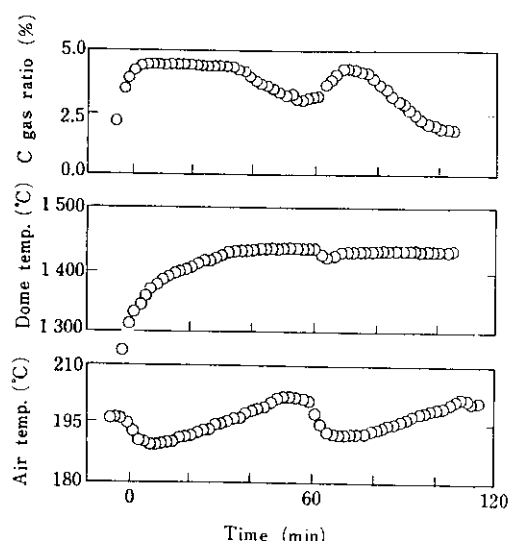


Fig. 8 Change of preheated combustion air temperature, dome temperature and secondary C gas ratio during hot stove heating

3. 炉頂排ガスタービン

3-1 設備概要

3-1-1 設備仕様

当設備はガス回収膨張タービン GUBT (ГубТ: Газовые Утилизационные Бескомпрессорные Турбоагрегаты) と称され、主変圧器を除くほとんどの機器がソ連より輸入されたものである。GUBTはタイプ6, 8, 12の3機種にシリーズ化されており、第6高炉の計画条件に適合したTable 5に示す仕様のタイプ12を2基設置した。

Table 5 Specification of GUBT

Turbine		
Type		2-stage axial expansion turbine
Number of cylinder		1
Out put	Capacity (kW)	12 000
	Official (kW)	10 000
Inlet gas	Flow rate (Nm ³ /h)	Max. 340×10 ³ Nor. 300×10 ³
	Pressure (kg/cm ²)	Design 2.8 Nor. 2.05
	Temperature (°C)	Max. 140 Nor. 120
Outlet gas pressure (kg/cm ²)		0.1
Revolution (rpm)		3 000
Blast furnace gas heater		
Type		Direct mixing with combustion-gas
Gas temperature (°C)	Inlet	50
	Outlet	120~140
Generator		
Type		A.C. synchronous generator
Capacity (kVA)		15 000
Voltage (V)		10 500
Number of poles		2
Power factor		80% (lag)
Exciting method		Exciter coupled with generator rotor
Exciter		
Type		D.C. generator
Capacity (kW)		75
Step up transformer		
Type		Oil-immersed and forced-air-cooled (domestic-produced)
Capacity (kVA)		15 000
Voltage (V)		Primary 10 500 Secondary 22 000

3・1・2 タービンの概略配置図

GUBTは軸流型であるため、流入高炉ガス中のダストによる影響に敏感で、羽根の摩耗、ダスト付着を防止する必要がある。このためGUBT入口ガス中の含じん量に制限があり、少なくとも10mg/Nm³以下の清浄ガスにする必要がある。Fig. 9にガス清浄装置を含めたGUBTの系統図を示す。ガス清浄装置は高圧のままで高い集じん効率が得られ、かつGUBT入口ガス条件を満たすこ

とのできる川重-Bischoff型を採用した。Table 6にその仕様を示す。

Table 6 Specifications of blast furnace gas scrubber

Scrubber			
Type		Kawasaki-Bischoff	
BF top pressure (kg/cm ²)	Max.	3.0	
	Nor.	2.5	
	Min.	0.3	
Gas flow rate (Nm ³ /h)	Max.	800 × 10 ³	—
	Nor.	750 × 10 ³	400 × 10 ³
Differential pressure at scrubbing throat (mmH ₂ O)		BF top pressure (kg/cm ²)	
		2.5	1.5
		3 000	2 000
Scrubbing water flow rate (t/h)		1 600	
Dust content in outlet gas (mg/Nm ³)		5 max.	
Mist separator			
Type		Cyclone	
Mist content in outlet gas (g/Nm ³)		5 max.	

3・2 GUBTの特徴

3・2・1 タービンの構造

Fig.10は当タービンの組立断面図を示すもので、下記の二つの特徴を持っている。

- (1) GUBT型式はシリーズ化されており、軸流第1段落の静翼が可変ピッチとなっていて、静翼角度を調整することにより高炉操業条件にマッチさせることができる。ただし静翼の角度変更は、タービンをその都度オーバーホールして行う必要がある。
- (2) 本設備は、有毒ガスを取扱うためタービン軸シールなどガス漏洩には十分な対策が必要であるが、GUBTの場合設計上特別な配慮がなされている。すなわち、タービングランド部にタービンの中空車軸よりN₂が封入され、グランド部のラビリンスシールに加えてN₂ガスシールをしている。ま

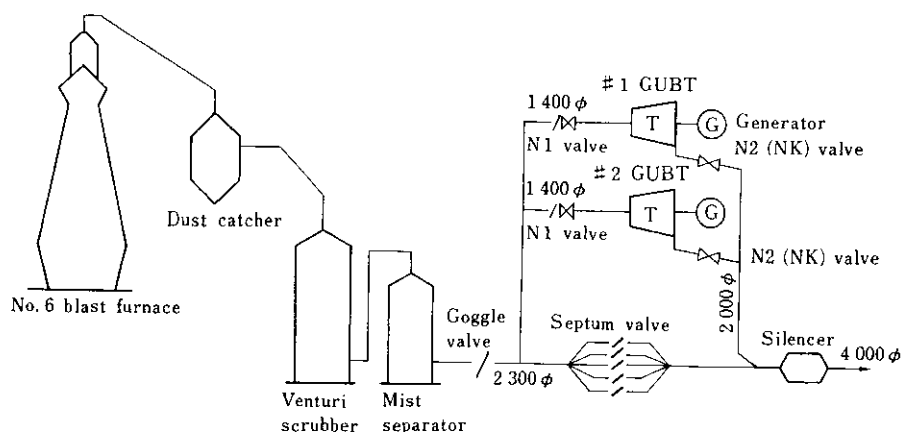


Fig. 9 Schematic gas flow route for GUBT

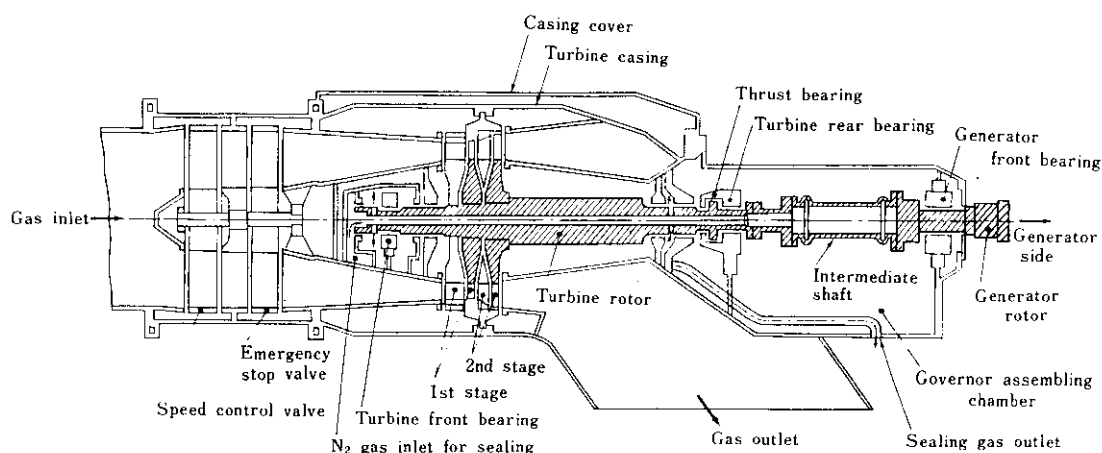


Fig. 10 Schematic sectional view of turbine assembly

た、タービン各部のフランジ部よりの漏洩ガスを、特殊設計フランジからエアエゼクタにより大気へ排出する構造となっている。このほかに発電機冷却空気を加圧ファンにより加圧し、また各電動機には圧縮空気を吹き付けて防爆対策を行っている。

3・2・2 高炉ガス加熱器

先に述べたように、GUBTは軸流型のためガス中のダスト、水分に敏感であり、ガス中の含じん量、含ミスト量に制限がある。一方、タービン内部でガスが断熱膨張しガス中の水蒸気が過飽和になり、タービン軸流翼に悪影響を及ぼすことになる。このようなガス中の水分の障害を除くため、Fig. 11に示す高炉ガス加熱器を設置し、タービン

入口ガスの一部(約3%)を抽出して燃焼混合し、ガス温度を 50°C から $120^{\circ}\sim 140^{\circ}\text{C}$ に過熱している。このために燃焼用空気として高圧空気が必要であり、高炉送風の冷風管を分岐し、GUBT 1基あたり $140\text{Nm}^3/\text{min}$ を加熱器へ供給する。

3・2・3 運転と制御

運転は高炉メータ室での遠隔集中方式とし、タービン室での運転操業も可能であるが通常は無人とし、電気事業法により“無人発電所”として“特殊設計認可”を受けた。

タービンの起動、停止はすべて自動でいわゆるone-push操作である。発電機の系統併入操作は自動同期装置を採用し、操作の簡易化を図った。通

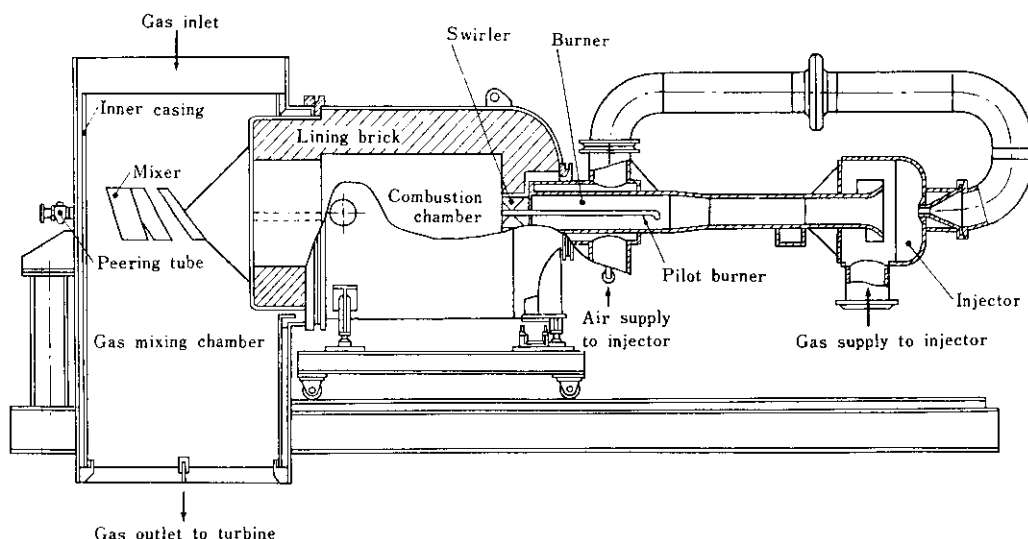


Fig. 11 Schematic sectional view of blast furnace gas heater

常の負荷運転は、ガバナー操作による手動運転と、炉頂圧によりタービン入口ガス量を制御する自動運転とに分けられ、自動運転の場合、高炉発生ガス量のほぼ全量を2基のGUBTで吸収できる。

セプタム弁と2基のGUBTによる炉頂圧制御については、2基のGUBTに発生ガス量を最大限(約680 000 Nm³/h)吸収し、タービントリップなどGUBT運転状態の変調に炉頂圧が影響されないよう、セプタム弁のバックアップを十分考慮したシステムにしてある。なお高炉操業の突発的変化(短時間の減圧、減風など)でタービンの起動、停止を頻発させないよう、発電機を系統併入したままいわゆるモータリング運転が可能ないように設計されている。

3-2-4 ガス仕切弁

タービンの主塞止弁、調速弁はFig. 10に示したダイヤフラム式弁であるが、ガス仕切弁(Fig. 9のN1弁、N2弁)として次の形式を採用した。

タービン入口弁(N1弁)は高圧下で開閉し、かつ完全にしゃ断するため1号機は密閉式ゴッグル弁を採用し、2号機は新形式のシーグリース弁を試用した。タービン出口弁(N2弁)はNK弁(水封式)とした。これらの弁はタービン自動シーケンスに組み込まれている。

3-3 GUBTのメリット試算

GUBTには高炉ガス加熱器が設置され、これに高炉ガスと高圧空気が必要であり、またタービン出口ガスカロリーも5%程度低下する。一方、タービン入口ガス温度が上昇するため、その絶対温度に比例してタービン出力が増加する。したがって、炉頂排ガスタービンの場合に上記の各評価を加えてメリットを検討した。

Table 7は、代表的高炉操業条件下でのGUBT 2基の運転状態を試算したものである。これをも

Table 7 Estimated data for GUBT operation

Waste gas from BF	Outflow rate (Nm ³ /h)		600 × 10 ³
	Top pressure (kg/cm ²)		2.5
BF gas heater	BF gas temperature (°C)	Inlet	45
		Outlet	120
	Gas flow rate for combustion (Nm ³ /h)	Fuel	18.6 × 10 ³
		Air	12.0 × 10 ³
BF gas at turbine	Pressure (kg/cm ²)	Inlet	2.15
		Outlet	0.1
	Inflow rate (Nm ³ /h)		608.7 × 10 ³
	Calorific value (kcal/Nm ³)	Inlet	780
		Outlet	745
Generated electric power (MW)			19.94

とにGUBTの投資効果を概算するとTable 8のようになる。ここで、高炉ガス加熱器で使用する高炉ガスの評価は、使用熱量を2450kcal/kWhの発

Table 8 Calculation for economical appraisal of GUBT

Investment cost (10 ³ yen)		①	24 000A
Annual electric output (MWh/year)		②	127 620
Annual fixed cost (10 ³ yen/year)		③	①×0.1 2 400 A
Energy consumption for heating B gas (as 2 450kcal/kWh)	Combustion heat of fuel gas (MWh/year)	④	37 900
	Sensible heat of combustion air (MWh/year)	⑤	3 840
Annual net electric output (MWh/year)		⑥	②-④-⑤ 85 880
Rough profit (10 ³ yen/year)		⑦	⑥×B-③ 85 880B-2 400A
Recovery term of initial cost (year)		⑧	①/⑦ 24 000A 85 880B-2 400A

Assumption for the above calculation

Operating hours 8 000h/year

Annual loading factor: 80%

Fixed cost rate: 10%

Unit cost : A×10³yen

Reserving power price : Byen/kWh

電出力換算とした。いま、建設単価62.5千円/kW、買電単価8円/kWhとして、本設備の回収期間を計算すると2.8年になる。

一方、製鉄所としては約 280×10^9 kcal/yearの省エネルギーとなり、粗鋼tあたりのエネルギー原単位で約0.7%に相当する。

またTable 7の高炉操業に必要な高炉送風機の所要動力は約39 000kWとなり、GUBTによりその25%程度の動力を回収していることになる。

4. ま と め

千葉製鉄所第6高炉熱風炉に設置したユングストローム式熱交換器については、 8×10^6 kcal/hという莫大な熱エネルギー回収実績が得られ、空気漏洩の欠点はあるものの大きく省エネルギーに寄与している。また予熱空気温度の経時的変化によるドーム温度の変動は2次Cガス法の採用により抑制できた。

一方、炉頂排ガスタービンGUBTについては大きな特徴である高炉ガス加熱器にかかわる評価に問題はあるが、製鉄所の省エネルギーに大きなウエイトを占めるものと期待される。なお昭和53年4月より稼動したばかりなので、実績については別の機会に報告する。