

熱風炉熱効率の向上策

Measures for Increasing Hot Stove Heat Efficiency

谷 口 修 一*

Shuichi Taniguchi

末 森 昱**

Akira Suemori

久 保 秀 穂***

Hideo Kubo

河 合 隆 成****

Takanari Kawai

Synopsis:

Hot stove operation was improved and waste gas heat recovery equipment was installed to increase heat efficiency of the hot stove. As a result the heat efficiency increased from the former level of 80% to 87-88%.

This paper reports some examples of measures taken which have contributed to the increase in the heat efficiency as follows:

- (1) Improvement in heat input method
- (2) Prevention of unburnt gas occurrence
- (3) High-calorific mixed gas combustion in hot stoves with an air preheater
- (4) Control of temperature profile at checker chamber
- (5) Installation of waste gas heat recovery equipment.

1. 諸 言

熱風炉は、高炉に必要な1000～1300℃の高温送風を得る設備であり、出鉄1トン当たり45～50万キロカロリーの熱量を消費する。そのエネルギー消費量は製鉄所の消費エネルギーの約8%、燃料ガス消費量の約20%を占める。従って熱風炉熱効率を向上させることにより、製鉄所のエネルギー節減に大きな効果を挙げることができる。

これまでに実施した主な熱効率向上策は、送風量当たりの伝熱面積の拡大、バーナーの改良、スタッガードパラレル送風法の導入、計算機による入熱量制御、低O₂燃焼の実施および操業者の技術レベルの向上等であった。その結果、80%台の熱効率を維持してきたが、熱精算からみると、排ガス損失熱や不明損失熱はまだ多いと言える。そこで、熱風炉の操業改善および排熱回収を主体とし

た熱効率向上策を強力に推進し、熱効率を著しく向上させることができた。

本報では、熱効率向上に寄与した幾つかの操業改善例および設備改善例を報告する。

2. 熱風炉の概要

熱風炉は、高炉に付帯する設備で、耐火物を蓄熱体とした切替式の熱交換器である。通常高炉1基に対し3～4基設置される。送風形式には大別して2基燃焼・1基送風のシングル送風法、2基燃焼・2基送風のスタッガードパラレル送風法がある。後者の方は建設費は高くなるが熱効率は4～5%良い¹⁾。当社の熱風炉設備は千葉第2高炉を除いて、Fig. 1に示すようなコッパース外燃式と呼ばれるタイプであり、1300～1350℃の高温送風にも耐えられる設計となっている。設置基数は多くのものが4基であり、Fig. 2に示すように、

* 水島製鉄所動力部動力技術室主査(掛長)
*** 千葉製鉄所エネルギー部エネルギー技術室
(昭和56年7月14日原稿受付)

** 水島製鉄所製鉄部製鉄課掛長
**** 千葉製鉄所製鉄部製鉄課掛長

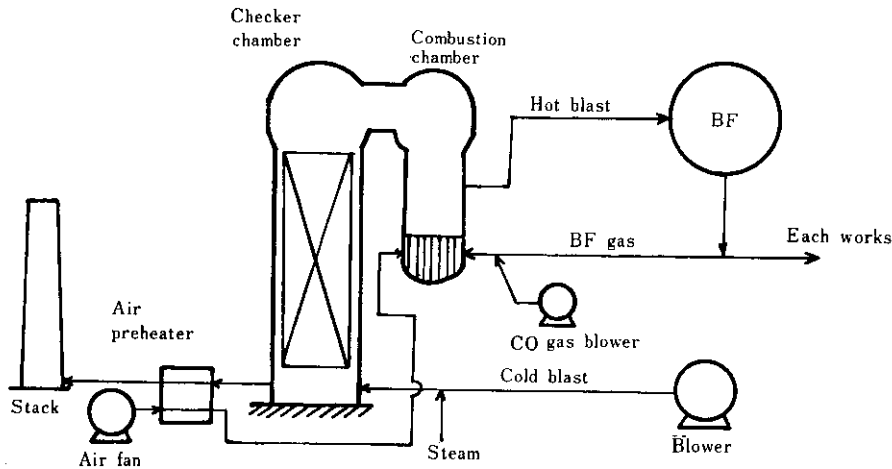


Fig. 1 Schematic diagram of hot stove

弁の切替により、スタッガードパレール送風を行っている。

3. 現状の熱効率と問題点

3.1 熱効率の推移

熱風炉が効率よく運転されているかどうかを判断するため、熱効率により管理を行なっている。熱効率は、燃料ガス入熱量のうち何%が送風顕熱として伝達されたかを示すもので(1)式にて計算される。

$$\eta = \frac{BV(T_B \cdot C_{pB} - T_C \cdot C_{pC}) + BM(T_B \cdot C'_{pB} - T_C \cdot C'_{pC})}{Q_M} \times 100 \quad \dots\dots(1)$$

ここで、

BV : 送風原単位 (O₂ 込み) Nm³-dry/t

T_B : 送風温度 °C

T_C : 冷風温度 °C

C_{pB}, C_{pC} : 空気比熱 kcal/Nm³・°C

BM : 送風中湿分 kg/Nm³

C'_{pB}, C'_{pC} : 蒸気比率 kcal/kg・°C

Q_M : 燃料ガス熱量原単位 kcal/t

η : 熱効率 %

水島第2高炉・第3高炉の火入れ以来の熱風炉熱効率の推移を Fig. 3 に示す。第3高炉において、昭和53年11月より熱効率の上昇が大きいのは、空気予熱器の稼動によるものである。第2高炉では、改修期間中に空気予熱器を設置し火入れ後まな

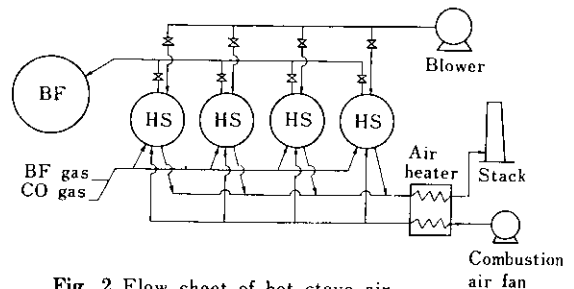


Fig. 2 Flow sheet of hot stove air

く運転開始している。両高炉とも、昭和54年12月以後の熱効率向上が著しいのは、熱風炉操業改善による効果である。

3.2 熱効率の実績値と計算値の比較

熱風炉では、熱効率に及ぼす大きな要因は送風量と送風温度である。そこで、水島第3高炉の昭和53年12月～54年11月における各月の月間平均値から、送風量と熱効率、送風温度と熱効率の関係をそれぞれ Fig. 4, 5 に示した。図中破線で示したのは、差分法による伝熱シミュレーションモデルにより求めた計算熱効率である。このモデルでは、炉体放散熱および冷却水損失熱等を全入熱の5%として解いた。Fig. 4, 5 より実績熱効率は、計算熱効率曲線上に沿わず、下方に位置していることがわかる。また、Fig. 6 に水島第3高炉の計算熱効率と実績熱効率を比較したグラフを示す。昭和54年11月以前においては、実績値が計算値よ

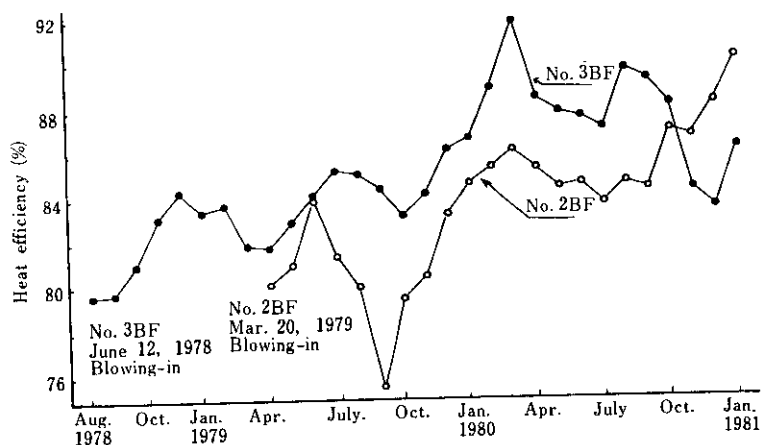


Fig. 3 Monthly change of hot stove heat efficiency (Mizushima Works)

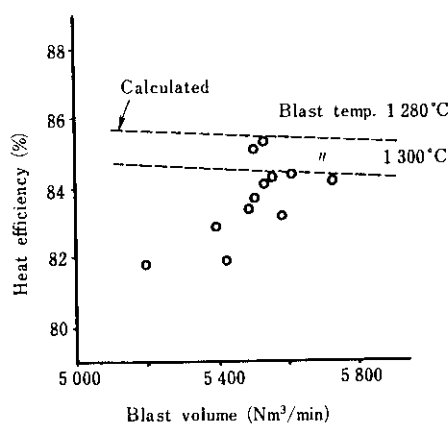


Fig. 4 Relation between blast volume and heat efficiency

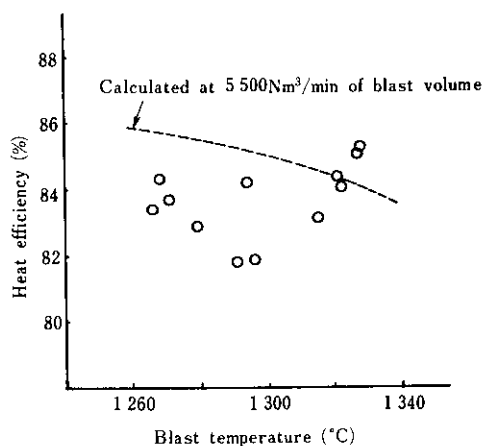


Fig. 5 Relation between blast temperature and heat efficiency

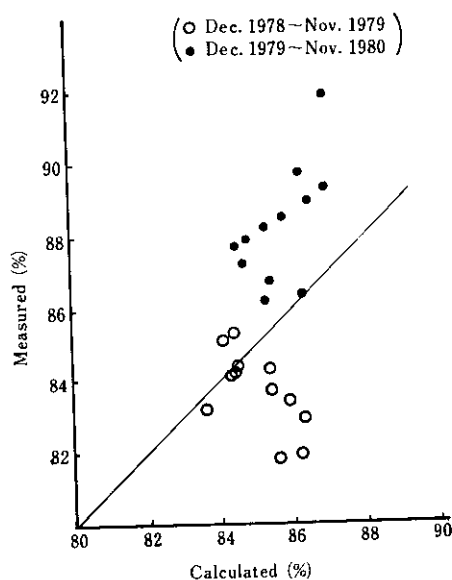


Fig. 6 Comparison of calculated and measured heat efficiency at No. 3BF of Mizushima Works

りかなり下回り、かつばらつきが大であった。昭和54年12月以後は、実績値が計算値を上回るようになった。これは次章に示すような操業改善による熱効率向上対策の効果が大きかったことを示すものである。

最近の水島第3高炉熱風炉の熱精算表をTable 1に示す。

4. 操業改善による熱効率向上

熱風炉操業の改善によって熱効率が向上してき

ているが、いくつかの改善のうち主なものを紹介する。

4・1 投入熱量方式の改善^{4,5)}

熱風炉の熱効率を向上させる重要な因子は熱伝達率の改善である。すなわち、燃焼期においては、如何に無駄なく熱を蓄えるかが重要になる。一般に高温気体と低温固体の熱伝達量 Q は(2)式で示される。

$$Q = h \cdot \Delta T \quad \dots\dots\dots (2)$$

h : 熱伝達係数

ΔT : 温度差

ここで、 h は、燃焼ガスの場合、対流項 h_1 と輻射項 h_2 に分けられ、 h_1 は(3)式で示される。

$$h_1 = 0.023 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{D\rho}{\mu} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \cdot (u)^{0.8} \quad \dots\dots\dots (3)$$

λ : 気体の熱伝導率

ρ : 気体の密度

μ : 気体の粘度

C_p : 気体の比熱

D : ギッターレンガ通気孔径

u : 気体の流速

従って、(2)、(3)式より、気体の流速が速い程、気固間の温度差が大きい程、単位時間、単位面積当りの熱伝達量は大きくなることがわかる。輻射項 h_2 は燃焼ガス中の H_2O 、 CO_2 分圧に比例し、流速には依存しない。

従来、熱風炉の操業は、その操作性の容易さにより、燃焼期間中の燃料投入量は一定としていた。これに対して、今回改善した熱量投入方法は、燃

焼初期の、ガスとレンガ間温度差の大きい時間にCガス富化率を上げ、投入熱量を大きくし、流速を上げることで熱伝達量を増加し、排ガス損失熱を減少させようというものである。Fig. 7にその模式図を示す。燃焼期間 t_c のうちで、設定時間 t までは、上限Cガス富化率 C_1 で燃焼し、排ガス温度が高くなる t 時間後、 C_2 に低下させる。こうすると、平均投入熱量 C は、従来法での C_0 に比べ低くなることが分った。これを排ガス温度の変化からみると、燃焼期前半では、本法の方が、

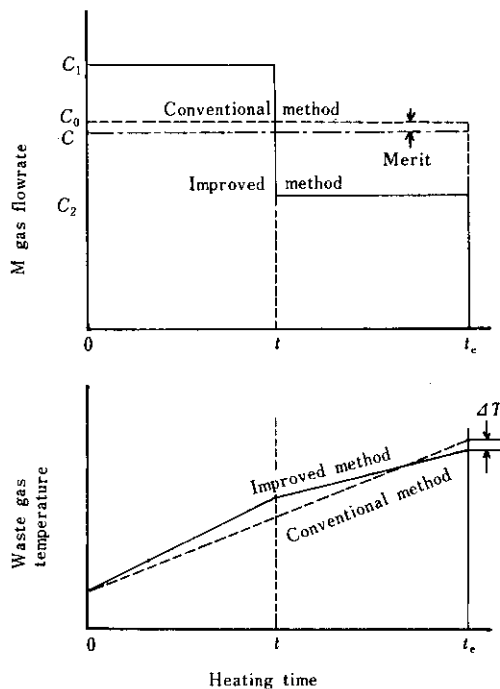


Fig. 7 Schematic diagram of input heat pattern

Table 1 Heat balance of hot stove operation at No. 3BF of Mizushima Works

(10⁶ kcal/h)

Heat input		Heat output	
① Combustion heat of fuel gas	136.5 (79.8%)	⑤ Sensible heat of hot blast	146.2 (85.5%)
② Sensible heat of combustion air	9.2 (5.4%)	⑥ Sensible heat of waste gas	20.0 (11.7%)
③ Sensible heat of cold blast	25.3 (14.8%)	⑦ Heat loss of radiation	3.7 (2.2%)
		⑧ Heat loss	1.1 (0.6%)
④ Total	171.0 (100.0%)	⑨ Total	171.0 (100.0%)

$$\text{Heat efficiency of hot stove} = \frac{\text{⑤} - \text{③}}{\text{①}} \times 100 = 88.6 (\%)$$

排ガス温度は高く、その後の投入熱量低下により、排ガス温度の上昇勾配が低く、燃焼末期では、従来法に比べ、排ガス温度は低下する。

従って、本法では、排ガス温度が低い時に、排ガス量を多くし、排ガス温度が上昇すると、排ガス量が減少するため、合計排ガス損失熱が減ることとなる。この説明図を Fig. 8 に示した。図において、従来法の積算熱量 A の方が本法の積算熱量 B より大という関係になっている。

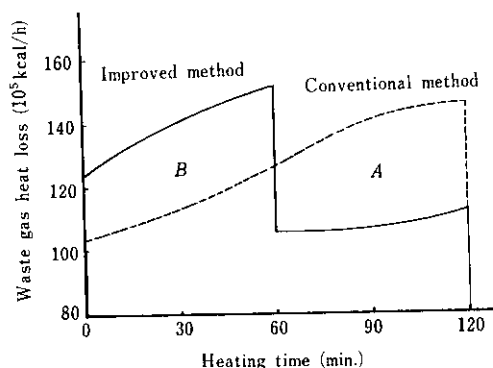


Fig. 8 Comparison of waste gas heat loss pattern

昭和53年4月より、千葉第6高炉で実験操作を行ない1～2%の熱効率向上を確認した。なお、本操業では、計算機により投入熱量を制御することにし、安定した操業を行なっている。

4.2 未燃ガス発生防止

省エネルギー化のため、熱風炉では低空気比燃焼を推進してきたが、その反面、燃焼期間中、しばしば、未燃焼のCOが発生するという問題が生じた。どういう状況およびタイミングでCOが発生しているかを調査した。その結果、Fig. 9に示すように燃焼開始から15～20分間排ガス中に1～2%のCOが発生していたことが明らかになった。この時の空気比の設定は1.10であったが、空気比を上げるとCOが減り、また、設定Mガスカロリーを下げると、COが減ることもわかった。このようにCOが発生する理由は、燃焼用空気量を求める式(4)において、 A_0 はMガスカロリーの一次式としているが、その係数が以前と異なり、不適切なものとなっていたからである。

$$A = F \cdot m \cdot A_0 \quad \text{..... (4)}$$

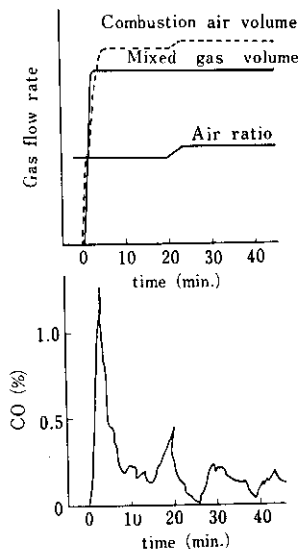


Fig. 9 Combustion pattern and CO generation

$$A_0 = a \cdot Q_L + b \quad \text{..... (5)}$$

ここで、 A : 燃焼用空気量

F : 燃料量

m : 空気比

A_0 : 理論空気量

Q_L : Mガスカロリー

a, b : 係数および定数

そこで、(5)式の a, b を修正することによりCOの発生はほぼなくなったが、燃焼開始後1～2分間はCOの発生があり、さらに調査したところ、Fig. 10(a)に示すように、空気弁とガス弁の作動差によることがわかった。すなわち、燃焼開始時は、空気量下限設定値に達した後、ある時間をおいて、ガス量を増加させるが、空気量の追従が遅れ、一時的に空気不足となっていた。そこでFig. 10(b)に示すように、両弁をステップ状に制御し増量するようにしたところ、完全にCOの発生を抑えることができた。これらによる熱効率向上は0.5～1.0%である。

4.3 空気予熱時の高カロリーガス燃焼

4.3.1 概要

熱風炉の蓄熱室ドーム温度管理は、燃焼用空気量を増減して、燃焼温度を制御することにより行

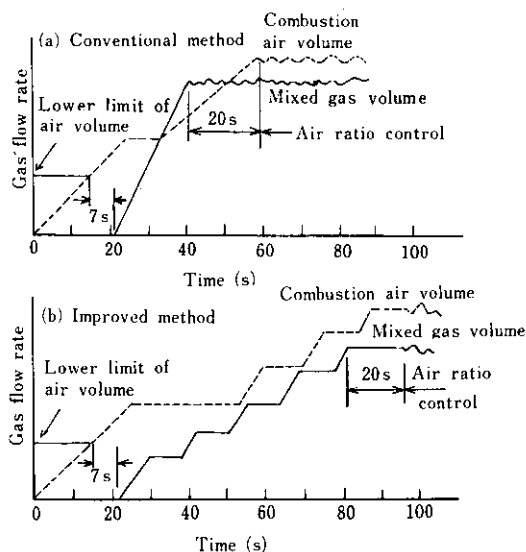


Fig. 10 Qualitative representation of change of air and mixed gas volume in the beginning of combustion

なわれる。

この制御では、Mガスのカロリーを高くすると、燃焼温度が高くなるため、燃焼用空気量の比率を高くしなければならないが、それにより、排ガス量も増加するため、排ガス損失熱も増加することになる。

ところが、排熱回収設備により空気予熱を実施している熱風炉においては、空気比率を増すと、予熱空気温度は低下するが、空気量が増えているため、熱回収量は増加することになる。この関係は先程述べた伝熱モデルによって解析し、得たものである。

4.3.2 高カロリーガス燃焼の効果計算

計算に当たっては、送風量、送風温度、ドーム温度等の各条件は一定とし、予熱空気温度は次のように求めた。空気予熱器の出口空気量を入口排ガス量で割った値を V_R 、空気側温度効率を ϕ_a とする。一方、 V_R と ϕ_a の間には Fig. 11 に示す関係があるので、

$$\phi_a = \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_{g1} - T_{a1}} \times 100 \quad \dots\dots\dots (6)$$

T_{a1} : 空気予熱器入口空気温度 °C

T_{a2} : " 出口 "

T_{g1} : " 入口排ガス温度 °C

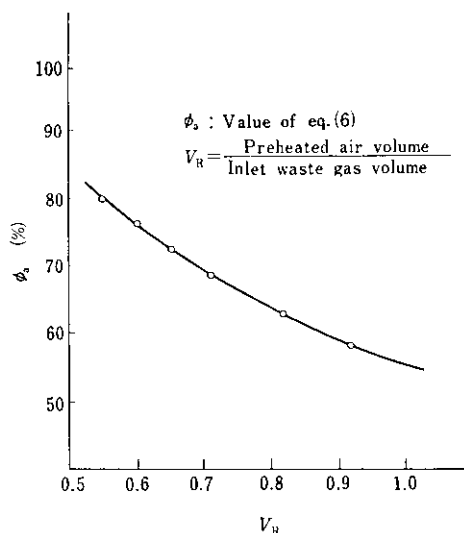


Fig. 11 Relation between V_R and ϕ_a

V_R を決めれば、 T_{a2} が求まる。

水島第2高炉熱風炉を対象に計算した結果を、Table 2 に示す。例えば、Mガスカロリーを1080から1340kcal/Nm³に上げると、空気比は1.1から1.3に上昇し、予熱空気温度は20°C低下するが、空気量が31000Nm³/h増え、熱回収量は1200×10³kcal/h増加する。その結果、空気予熱器出口排ガス温度は低下し、熱風炉熱効率は上昇することがわかる。Mガスカロリーを100kcal/Nm³上げると、約0.2%の熱効率上昇となる。

4.3.3 高カロリー燃焼の実施例

水島第2高炉にて具体的に実施した結果の一例をTable 3に示す。Table 3からわかるように、Mガスカロリーの上昇により熱効率が向上することが確認できた。その効果は、Mガスカロリー100kcal/Nm³の上昇で、熱効率は0.4%の向上となっていた。

4.4 蓄熱室高さ方向温度分布管理

4.4.1 概要

熱風炉の蓄熱室温度管理は、従来、ドーム温度および排ガス温度の2点により行なっていた。ところが、操業管理上、高さ方向温度分布を正確に

把握する必要がある。その理由は次の点である。

(1) 炉単位の熱管理

熱風炉を同一条件で操業を行なっても炉替時間間隔に差が生ずることがある。これは蓄熱室の高さ方向温度分布に差があると考えられる。高効率の熱風炉操業のためには全炉共、均一な燃焼送風条件を維持することに立脚しているから、蓄熱室温度分布を全炉同一にする必要がある。

(2) 珪石れんが温度管理

熱風炉で使用されている珪石れんがは、高温では非常に安定しているが、石英の $\alpha \rightleftharpoons \beta$ 転移点(573°C)、クリストバライトの $\alpha \rightleftharpoons \beta$ 転移点(230°C)付近で急激な体積変化がある。そのため珪石れんが温度管理が必要となる。

(3) 熱風炉モデル計算の精度向上

熱風炉のシミュレーションモデルにより、熱風炉の能力計算、メリット計算を行なっているが、このモデルの精度を向上する上で、高さ方向温度分布のデータは有用である。

以上の理由により、熱風炉蓄熱室内に温度計を設置し、解析及び管理用に用いている。

4.4.2 蓄熱室温度分布の測定実施

蓄熱室れんがが下端よりカナール孔を通し、垂直に熱電対を立上げ、所定の位置にセットする。熱電対は保護パイプにて支持し、炉外へは均排圧管より取り出した。

測温位置を Fig. 12 に示す。A 点は珪石れんがの下端に位置する。

Fig. 13 に水島第3高炉での実測の一例を示す。また同時にモデル計算値との比較を示す。熱電対で測定される温度は燃焼期には、燃焼ガスが直接当たるため燃焼ガス温度に近く、送風期にはれんがからの輻射熱を受けるため送風温度より高くなりれんが温度に近いものと思われる。従って、

Fig. 13 では、燃焼期には実測値と計算値とは良く一致しているが、送風期では計算値の方が低く、その差は20~70°Cとなっている。

4.4.3 モデル計算による解析例

以上のように、伝熱モデル計算によりかなり精度よく炉内温度を推定できるので、このモデル計算を使って各種解析・メリット計算に応用してい

Table 2 Calculated effect of calorific value of mixed gas on hot stove efficiency through a simulation model
(Calculated by H/S simulation model)

Item	Case	1	2	3
Blast volume (Nm ³ /min)		5 200	←	←
Blast temperature (°C)		1 300	←	←
Cold blast temperature (°C)		200	←	←
HS dome temperature (°C)		1 430	←	←
HS M gas calorific value (kcal/Nm ³)		1 080	1 190	1 340
HS air ratio		1.1	1.2	1.3
AH inlet air temperature (°C)		20	20	20
AH outlet air temperature (°C)		235	225	215
AH inlet waste gas temperature (°C)		289	289	289
AH outlet waste gas temperature (°C)		173	169	164
AH temperature efficiency (%)		80	76	72
AH ratio of air/waste gas vol.		0.55	0.60	0.65
HS flow rate of mixed gas (Nm ³ /h)		133 000	120 000	106 000
HS flow rate of air (Nm ³ /h)		140 000	155 000	171 000
HS flow rate of waste gas (Nm ³ /h)		255 000	258 000	261 000
Heat recovery by air (10 ³ kcal/h)		9 390	9 910	10 400
Heat efficiency of HS (%)		83.8	84.2	84.3

AH : Air preheater
HS : Hot stove
M gas : Mixed gas

Table 3 Actual effect of calorific value of mixed gas on hot stove efficiency at No. 2BF (Mizushima)

Item	Case	1	2	3
Blast volume (Nm ³ /min)		5 246	5 213	5 168
Blast temperature (°C)		1 300	1 300	1 300
Cold blast temperature (°C)		185	189	189
HS dome temperature (°C)		1 430	1 430	1 430
HS M gas calorific value (kcal/Nm ³)		1 100	1 150	1 200
HS air ratio		1.10	1.15	1.20
AH inlet air temperature (°C)		14	16	17
AH outlet air temperature (°C)		222	220	218
AH inlet waste gas temperature (°C)		274	277	276
AH outlet waste gas temperature (°C)		160	159	158
AH temperature efficiency (%)		80.0	78.2	77.6
AH ratio of air/waste gas vol.		0.57	0.58	0.60
HS flow rate of mixed gas (Nm ³ /h)		130 000	124 000	120 000
HS flow rate of air (Nm ³ /h)		148 000	149 000	152 000
HS flow rate of waste gas (Nm ³ /h)		260 000	257 000	255 000
Heat efficiency of HS (%)		86.7	86.9	87.1

AH : Air preheater

HS : Hot stove

M gas : Mixed gas

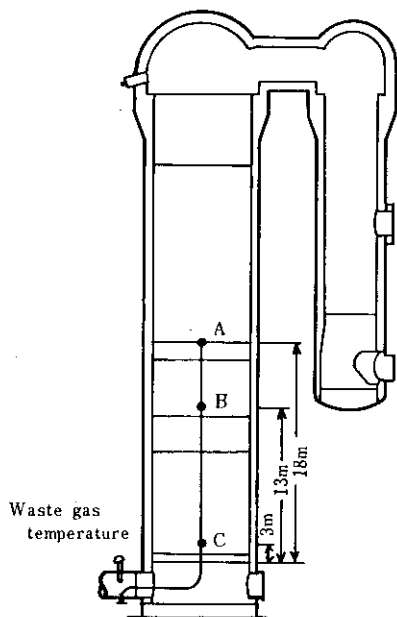


Fig. 12 Setting points of thermocouples

る。

その例として、蓄熱室珪石レンガ下端温度を管理するために、モデル計算により作成した管理図

を Fig. 14 に示す。これは、送風温度を変更した場合に、ドーム温度の上限値を如何に設定し、熱効率は、どのように変化するかを示した図である。

5. 設備改善による熱効率の向上

5-1 概要

ここでは排熱回収設備について述べる。熱風炉の燃焼排ガスは排出時に 200~300°C の温度を有し、熱量に換算すると、Mガス燃焼熱の約15%に相当する。排熱回収の方法は、煙道に熱交換器を設置し排ガスと空気の間で熱交換させることにより、燃焼用空気を常温から約200°Cに予熱するものである。

千葉第5高炉、第6高炉^{2,3)}、水島第2高炉、第3高炉、第4高炉に設置しているが、それらの設備の仕様および実績を述べる。

5-2 空気予熱器の仕様

Table 4 に各炉の空気予熱器の主仕様を Fig. 15 に予熱フローを示す。熱交換器は全て回転再生式であるが、千葉第5高炉、第6高炉、水島第4高炉はユングストローム式、水島第2高炉、第3高

Table 4 Specification and performance of hot stove air preheater

		Chiba No.5BF(3rd)	Chiba No.6BF(1st)	Mizushima No.2BF(3rd)	Mizushima No.3BF(2nd)	Mizushima No.4BF(2nd)				
Date of blowing-in		Oct. 6, 1980	Jun. 17, 1977	Mar. 20, 1979	Jun. 12, 1978	During reconstruction				
Date of operation of air preheater		Nov. , 1980	Jul. , 1977	Mar. , 1979	Nov. , 1978	—				
Type		Ljungström 24½-HRG×-725	Ljungström 27H×-850	Rothemühle H8.0/0.5+0.3C	Rothemühle H8.0/0.5+0.3C	Ljungström 27-H×-1 350				
Surface area for heating air (m ²)		6 370	7 580	7 300	7 300	16 510				
Diameter of rotor (m)		7.5	8.46	8.0	8.0	8 825				
Height of element (mm)	Hot side	725	550	500	500	1 050				
	Cold side	—	300	300	300	300				
	Total	725	850	800	800	1 350				
Soot blower		Steam	Steam	Air	Air	Steam or air				
Classification*		A	B	A	B	A	B	A		
Flow rate (Nm ³ /h)	Outlet air	120 000	87 000	200 000	143 000	165 400	165 900	182 200	204 100	224 300
	Inlet waste gas	218 000	169 900	350 000	284 600	293 800	278 400	329 400	320 400	376 100
Gas temperature (°C)	Inlet air	25	20	20	33.5	25	30	25	31	25
	Outlet air	216	176	202	191.4	201	201	230	218	260
	Inlet waste gas	260	209	250	221.1	245	248	281	271	280
	Outlet waste gas	156	120	149	132.0	146	152	168	158	147
Temperature efficiency of air side (%)		81.3	82.5	79.4	84.2	80	78.4	80.1	77.9	92.1
Pressure loss (mmH ₂ O)	Air	27	4	20	10	22	24	24	26	39
	Waste gas	20	4	65	30	28	30	28	22	53
	Total	47	8	85	40	50	54	52	48	92
Leak air ratio (%)		13.8	15.1	15.0	21.0	12.8	11.2	13.1	12.7	10.6
Heat recovery ratio (%)		36.5	35.3	37.6	32.7	36.1	38.7	36.1	39.4	44.7
Dome temperature control		Two step mixing of coke oven gas into blast furnace gas				Cascade control				

* Classification { A : Specification
B : Performance

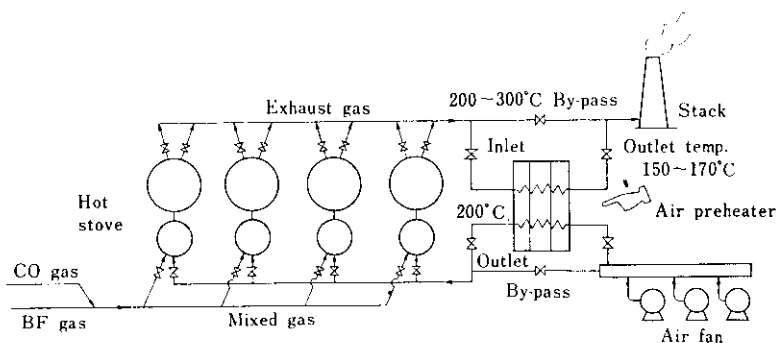


Fig. 15 Schematic diagram of combustion air preheating system

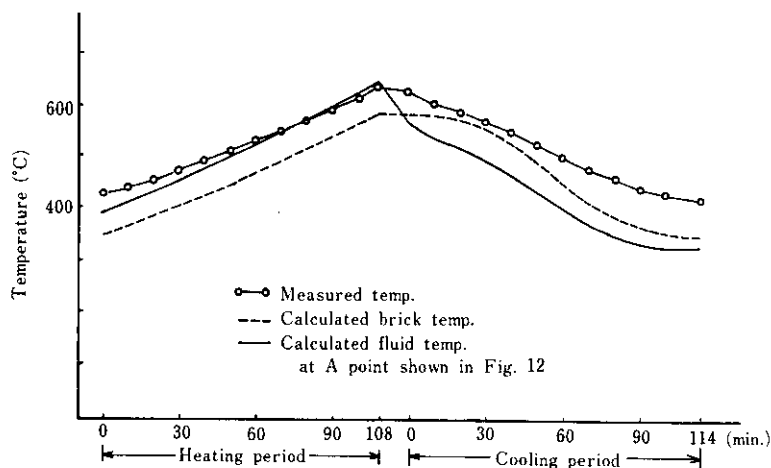


Fig. 13 Comparison of measured and calculated temperatures of checker chamber at No. 3 BF (Mizushima)

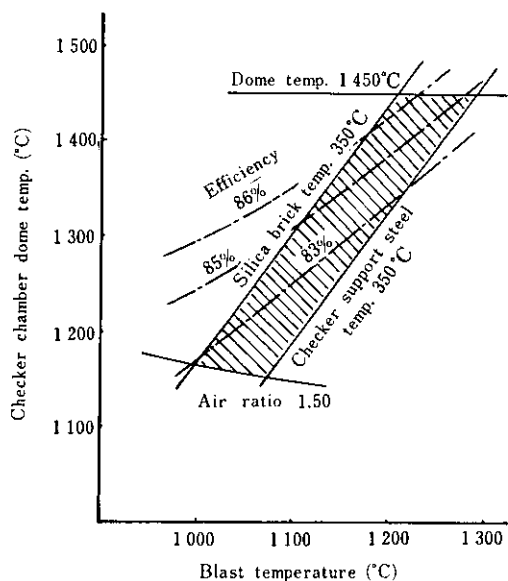


Fig. 14 Capable range of hot stove operation

炉にはローテミューレ式を採用した。各炉における特徴を比較すると、千葉第5高炉、第6高炉、水島第2高炉、第3高炉では空気側温度効率を80%に留め、排ガス出口温度を約150°Cとしている。水島第4高炉では、排ガス温度が高いこと、空気予熱器に与え得る圧力損失に余裕があることから、熱回収率を上げるため空気側温度効率を92%としている。

5.3 空気予熱器の実績

現在、稼動中の空気予熱器は千葉第5高炉、第6高炉、水島第2高炉、第3高炉である。最近の性能実績を Table 3 に示すが、いずれの熱交換器もほぼ仕様を満足している。

水島第3高炉は熱風炉稼動中に空気予熱器を設置したが、稼動前後の熱効率を比較すると Fig. 3 に示すように、昭和53年8・9月の平均熱効率80.3%から昭和53年12月、昭和54年1月の平均熱効率84.0%へと約4%向上していることがわかる。

千葉第6高炉でも空気予熱器稼動後84.1%となり従来の大型高炉熱風炉での熱効率80%に比較して4%上昇している。

6. 結 言

高炉熱風炉において省エネルギー対策として、操業改善および排熱回収設備の設置による熱効率向上を図った結果、従来の熱効率80%から87~88%へと大きく飛躍させることができた。

このように、熱効率が大きく向上したのは、次の諸対策の結果である。

- (1) 排熱回収設備の設置
- (2) 投入熱量方法の改善
- (3) 未燃ガス発生防止

-
- (4) 空気予熱時の高カロリーー燃焼
(5) 蓄熱室高さ方向温度分布管理
-

今後もこれらの経験を生かし、操業改善による
熱効率向上を続けるつもりである。

参 考 文 献

- 1) 山田、土田、一宮：川崎製鉄技報，2（1970）4，74
- 2) 西山ほか：鉄と鋼，64（1978）11，S471
- 3) 西山、菊池：川崎製鉄技報，10（1978）2・3，47
- 4) 西山ほか：鉄と鋼，65（1979）4，S34
- 5) 高嶋ほか：省エネルギー事例全集，（1979）127