

新しい技術

UDC 66.045 : 622.341.1-188.5

2パス冷却型焼結鉍成品顕熱回収技術

山本 哲也*・播木 道春*²・山下 道也*³・川沢 建夫*³
 中原 芳樹*³・佐藤 義政*⁴・佃 利夫*⁴

Development of Waste Heat Recovery System in Sinter Cooler

Tetsuya YAMAMOTO, Michiharu HARIKI, Michiya YAMASHITA, Tateo KAWASAWA,
 Yoshiki NAKAHARA, Yoshimasa SATO, and Toshio TSUKUDA

1. 結 言

製鉄所における高炉原料用焼結プロセスでのエネルギー消費は製鉄所全体の約9%を占めている。

焼成された焼結鉍は焼結機から400~750°Cで排出され、冷却機で100°C前後まで空冷され高炉へ送られる。この冷却機における空気は150~400°Cまで加熱され大気へ放散されているので焼結鉍1t当たり約 93×10^3 kcalのエネルギーを排出していることになる。

当社和歌山製鉄所の直線型冷却機の場合、冷却層厚さが700mmと大型焼結設備に比べて低いため排出空気温度は200°Cと低レベルであり、そのまま排熱回収するには技術的及び経済的に問題が多いことが予想された。このためより効率的な回収方法を種々検討の結果、2パス方式による排熱回収技術を確立し、当所第4焼結設備に54年3月完成し現在順調に稼動しているので、その開発経緯と運転状況を以下に述べる。

2. 焼結鉍熱交換特性

2.1 焼結鉍物性値

2.1.1 焼結鉍比熱の測定

焼結鉍20gを電気炉内で加熱、均熱したのち、断熱熱量計内の水中へ投入し、水温上昇分から試料の含熱量を逆算し、比熱を求めた。

2.1.2 測定結果と考察

焼結鉍の比熱をFig. 1, 測定試料の成分をTable 1に示す。比熱の測定値は25~1000°Cで0.20~0.23 kcal/kg°Cであり、成分からの計算値と比較して10~20%

高いことがわかる。この差は、焼結鉍内部における各成分の結合エネルギーに起因するものであろう。

2.1.3 比表面積

焼結鉍粒径は、体積等価粒径でなく、ふるい目の平均粒径を用いた。

焼結鉍の比表面積 a_p は、藤田の式¹⁾により与えられる。定数 c は3.0~3.8とおき、粒径 d_p は上記の値を代入した。

$$a_p d_p = c \dots \dots \dots (1)$$

ここに a_p : 比表面積 (m²/m³)

d_p : 粒径 (m)

c : 定数 (-)

2.2 熱交換特性

2.2.1 熱伝達式

充填層の熱伝達式としてはTHODOSの式²⁾、RANZの式³⁾、白井の式⁴⁾、MCADAMSの式⁵⁾などが適用できる。

THODOSの式

$$(h_p/c_p G) Pr^{2/3} = 0.725 / [(d_p G / \mu)^{0.41} - 1.5] \dots (2)$$

RANZの式

$$\frac{h_p d_p}{K_a} = 2.0 + 0.60 \left(\frac{c_p \mu}{K_a} \right)^{1/3} \left(9 \times \frac{d_p G}{\mu} \right)^{1/2} \dots (3)$$

白井の式

$$\frac{eh_p d_p}{K_a} = 2.0 + 0.75 \left(\frac{c_p \mu}{K_a} \right)^{1/3} \left(\frac{d_p G}{\mu} \right)^{1/2} \dots (4)$$

MCADAMSの式

$$\frac{h_p d_p}{K_a} = 0.023 Re^{0.6} Pr^{0.4} \dots (5)$$

昭和56年2月6日受付 (Received Feb. 6, 1981) (依頼 新しい技術)

* 住友金属工業(株)本社 (Sumitomo Metal Industries, Ltd.)

*² 住友金属工業(株)中央技術研究所 (Central Research Laboratories, Sumitomo Metal Industries, Ltd.)

*³ 住友金属工業(株)和歌山製鉄所 (Wakayama Steel Works, Sumitomo Metal Industries, Ltd., 1850 Minato Wakayama 640)

*⁴ 住友重機械工業(株)新居浜製造所 (Niihama Works, Sumitomo Heavy Industries, Ltd.)

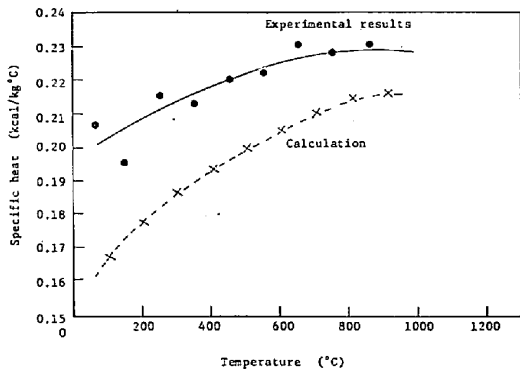


Fig. 1. Specific heat of sintered ore.

Table 1. Compounds of specimen used in Fig. 1.

Compound	SiO ₂	FeO	Fe ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	CaO	MgO	Others
Content (%)	5	8	70	2	10	1.5	3.5

- ここに h_p : 充填粒子と流体間の熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- c_p : 流体の比熱 (kcal/kg°C)
- G : 流体の重量速度 (kg/m²h)
- Pr : 流体のプラントル数 (-)
- d_p : 粒径 (m)
- μ : 流体の粘度 (kg/mh)
- K_a : 流体の熱伝導度 (kcal/mh°C)
- e : 充填粒子の空げき率 (-)

2.2.2 整粒焼結鉱充填層における熱交換実験

焼結鍋試験設備において整粒した試料を上部よりプロパン・バーナーでもつて内部を均一温度になるまで加熱、均熱した。所定の温度にて加熱を停止し、上部より一定量の冷却用空気を吸入し、熱交換を行わせた。ただし層厚は 500 mm とした。

2.2.3 伝熱モデル

焼結鍋上面から目皿上面までの範囲について 1 次元モデルを設定し、各メッシュごとに熱バランス式にもとづく差分方程式(6)(7)を解いた。ただし、焼結鍋鉄皮の保有熱は、熱交換中一定とし、また焼結鉱の高さ方向の熱伝導を無視し、吸引空気は均一に分配されるものとした。

時刻 τ から $\Delta\tau$ 時間経過後の空気の熱バランス基礎式は次のとおり。

$$TAD_i = \frac{H_{i-1} \cdot F \cdot (TS_{i-1} - TAD_{i-1})}{CA_{i-1} \cdot W} + TAD_{i-1} \quad (6)$$

時刻 τ から $\Delta\tau$ 時間経過後の焼結鉱の熱バランス基礎式は次のとおり。

$$TSD_i = \frac{H_i \cdot F \cdot (TAD_i - TS_i) \cdot \Delta\tau + QL_i}{CS_i \cdot RS \cdot VS} + TS_i \quad (7)$$

- ここに H_i : 充填粒子と空気の熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- F : 伝熱面積 (m²)
- W : 吸引空気流量 (Nm³/h)
- RS : 焼結鉱のかさ比重量 (kg/m³)
- VS : メッシュ体積 (m³)
- QL_i : 鉄皮からの放散熱 (kcal)
- TS_i : 時刻 τ での焼結鉱温度 (°C)
- TA_i : 時刻 τ での吸引空気温度 (°C)
- TAD_i : $\Delta\tau$ 時間経過後の吸引空気温度 (°C)
- TSD_i : $\Delta\tau$ 時間経過後の焼結鉱温度 (°C)

Fig. 2 に実測熱伝達率とシュミレーション結果の比較をしめす。

2.2.4 実機設計における熱伝達率

以上のとおり熱伝達率は求められたが、実機設計に便なるよう、(熱伝達率) × (比表面積) すなわち容積あたりの熱伝達係数の考え方を導入し、実機和歌山第 4 焼結設備で G/μ と $a_p \times h_p$ の相関関係を調査した結果、Fig. 3 のとおり強い相関を確認することができた。

Fig. 3 の調査結果を 2.2.1 で述べた理論式と比較したところ、McADAMS の補正式(8)とよく一致することを確認できた。

(5)に $Re = Gd_p/\mu$ を代入し次式を得る。

$$h_p = 0.023 \left(\frac{Pr^{0.4} K_a}{d_p^{0.2}} \right) \left(\frac{G}{\mu} \right)^{0.8}$$

そこで、 $\alpha = 0.023 \left(\frac{Pr^{0.4} K_a}{d_p} \right) \times a_p$ と置き、最終的に次式を得る。

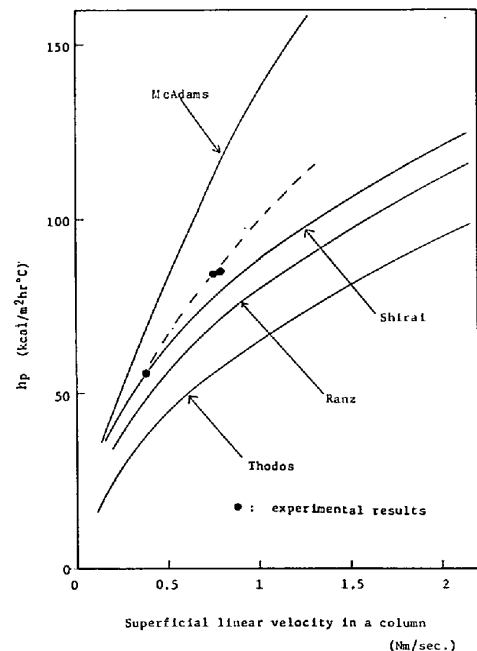


Fig. 2. Relation between heat transfer of sintered ore and superficial linear velocity in a column.

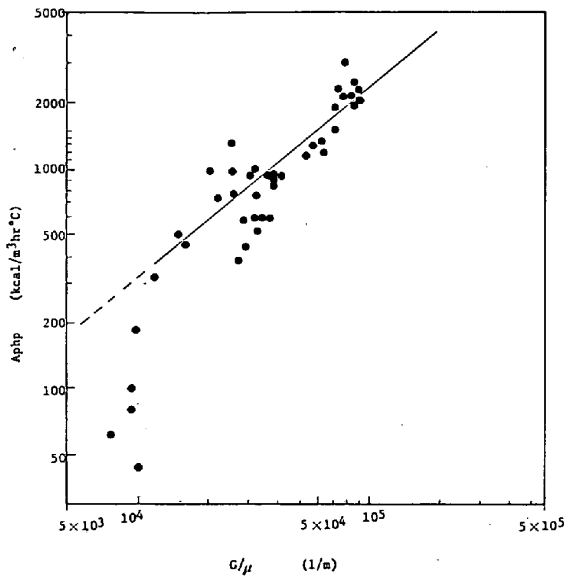


Fig. 3. Relation between heat transfer of sintered ore and cooling gas rate per cooling gas viscosity.

$$a_p h_p = \alpha \left(\frac{G}{\mu} \right)^{0.8} \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 α は調査データにもとづき補正された定数とした。ただし、 $Re = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$ の乱流域にて成立する。実機設計には、(8)を使用した。

2.2.5 焼結鉍-空気の伝熱基礎式

2.2.4 にて求めた $a_p h_p$ の値、入口焼結鉍温度の前提値 t_{s0} の値にもとづき、(9)~(11)の連立方程式を解き、入口空気温度 t_{a0} 、出口空気温度 t_{a1} 、出口焼結鉍温度 t_{s1} を決定した。

冷却空気熱バランスより次式を得る。

$$Q = \bar{v} \cdot \bar{\rho}_a \cdot L \cdot B \cdot \bar{C}_{pa} \cdot (t_{a0} - t_{a1}) \dots\dots\dots (9)$$

焼結鉍の熱バランスより次式を得る。

$$Q = W_s \cdot \bar{C}_{ps} \cdot (t_{s0} - t_{s1}) \dots\dots\dots (10)$$

伝熱の式より次式を得る。

$$Q = a_p \cdot h_p \cdot \Delta t_m \cdot L \cdot B \cdot H \dots\dots\dots (11)$$

- ここに
- \bar{v} : 空気の平均流速 (m/h)
 - $\bar{\rho}_a$: 空気の平均密度 (kg/m³)
 - L : 伝熱面の長さ (m)
 - B : 伝熱面の幅 (m)
 - H : 伝熱面の高さ (m)
 - \bar{C}_{pa} : 空気の平均比熱 (kcal/kg°C)
 - \bar{C}_{ps} : 焼結鉍の平均比熱 (kcal/kg°C)
 - W_s : 給鉍量 (kg/h)
 - a_p : 焼結鉍の比表面積 (m²/m³)
 - h_p : 焼結鉍の熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 - t_{a0} : 入口空気温度 (°C)
 - t_{a1} : 出口空気温度 (°C)
 - t_{s0} : 入口焼結鉍温度 (°C)
 - t_{s1} : 出口焼結鉍温度 (°C)

Δt_m : 対数平均温度差 (°C)

$$\Delta t_m = \frac{(t_{s0} - t_{a1}) - (t_{s1} - t_{a0})}{\ln \left(\frac{t_{s0} - t_{a1}}{t_{s1} - t_{a0}} \right)}$$

G : 空気の重量速度 (kg/m²h)

μ : 空気の粘性係数 (kg/mh)

2.2.6 焼結鉍の通気抵抗

FANNING の圧損式⁶⁾より、次式を得る。

$$\Delta p = 4f \cdot \left(\frac{L}{d_p} \right) \cdot \left(\frac{u^2}{2g} \right) \cdot \bar{\rho}_a \dots\dots\dots (12)$$

変形して、次式を得る。

$$\frac{\Delta p}{u^2 \bar{\rho}_a} = 4f \cdot \left(\frac{L}{d_p} \right) \cdot \frac{1}{2g} \dots\dots\dots (13)$$

ここに f : 摩擦係数 (-)

L : 通路長さ (m)

d_p : 粒径 (m)

$\bar{\rho}_a$: 空気の平均密度 (kg/m³)

u : 空気の流速 (m/s)

$g = 9.80$ (m/s²)

Δp : 圧損 (kg/m²)

そこで、 u を空気の見かけの平均流速とし、 f を G/μ の関係とみなし、次式に整理した。

$$\frac{\Delta p}{u^2 \bar{\rho}_a} = \beta \left(\frac{G}{\mu} \right)^r \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 β および r は定数とする。

次に2.2.5と同様に、実機における圧損調査をFig. 4に示し、定数を求めると、 $\beta = 4.37 \times 10^7$ 、 $r = -1.31$ を得た。

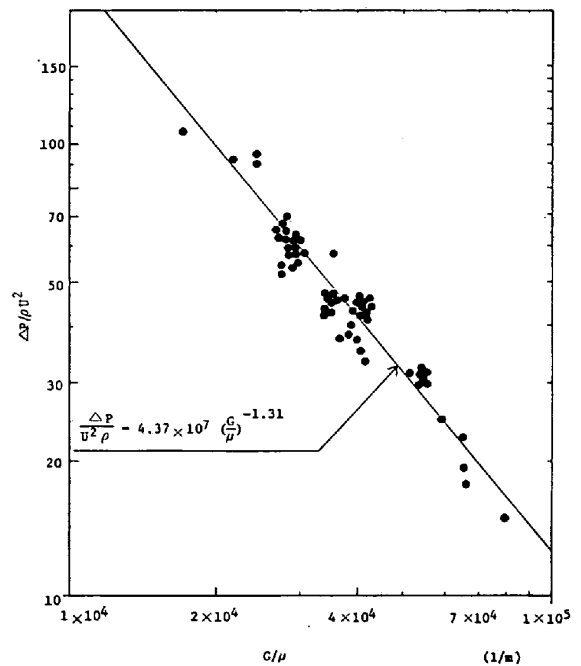


Fig. 4. Relation between $\Delta p/\rho u^2$ and cooling gas rate per cooling gas viscosity.

3. 冷却機の熱回収方式

3.1 1パスおよび2パス方式比較

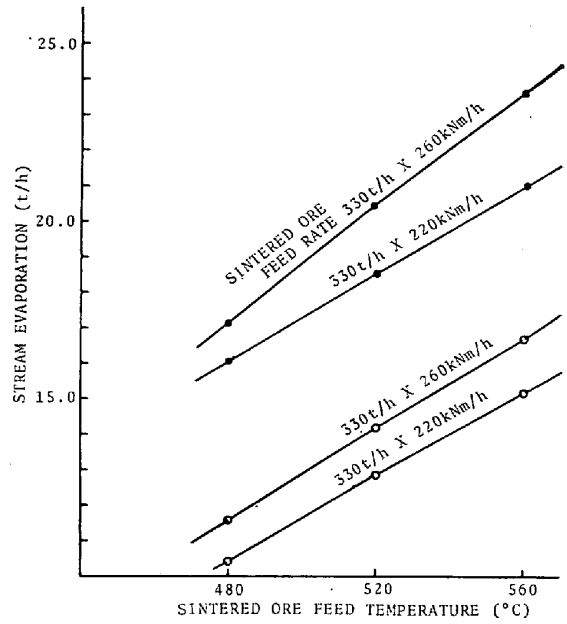
クーラーの排熱回収方式には通常考えられる直交流方式(1パス方式)と回収ガスの高温化のため、クーラー・フードを分割して低温側から高温側へカスケード使用する方式(2パス方式)が考えられる。

1パス方式においては、クーラー室の排熱回収装置およびガス・ダクト等の構造を簡略化でき設備費用を削減できるが、一方クーラーでの焼結鉱層厚がうすい場合には回収熱量は少ない。循環ファン動力費の点においては、焼結鉱を通過するガス流速はおそくなるため、有利である。

2パス方式においては、装置の構造が複雑化するため設備費用は上昇するが、同じ伝熱容積に対して焼結鉱を通過するガス流速を2倍程度に高めるため、回収熱量は前述の1パス方式に対し40~50%改善でき、投資効率を著しく高めることが可能となる。

3パス以上の方式では、ガス・ダクト構造の複雑化に伴う設備費用の著しい増加、動力費の増加、ガス圧力のバランス調整が難しく漏風が増加すること等の理由により得策でない。

Fig. 5 および 6 に 1パス方式と 2パス方式の比較を示す。これによると、クーラー層厚 700 mm、クーラー給鉱温度 480°C 及び循環ガス量 $220 \times 10^3 \text{Nm}^3/\text{h}$ の条件下では、1パス方式に対する2パス方式蒸気回収量は約 50% 改善される。両方式による焼結冷却温度については、2パス方式は 10~15 ウインド・ボックスにて急冷傾向となるが、著しい差異はない。



Note
 ●—● : Two pass-closed circulation
 ○—○ : One pass-closed circulation
 Steam condition : 8 kg/cm, G, 174.5°C
 Sintered ore feed rate : 330 t/h
 Bed depth : 700 mm

Fig. 5. Comparison of steam evaporation in two cases of one pass and two pass circulation.

3.2 最適循環風量

システム設計にあたり、循環風量の最適値を決定する必要があるが、Fig. 6 に循環風量とボイラ入口ガス温度及び蒸発量の関係を示す。これによると、次のことがいえる。

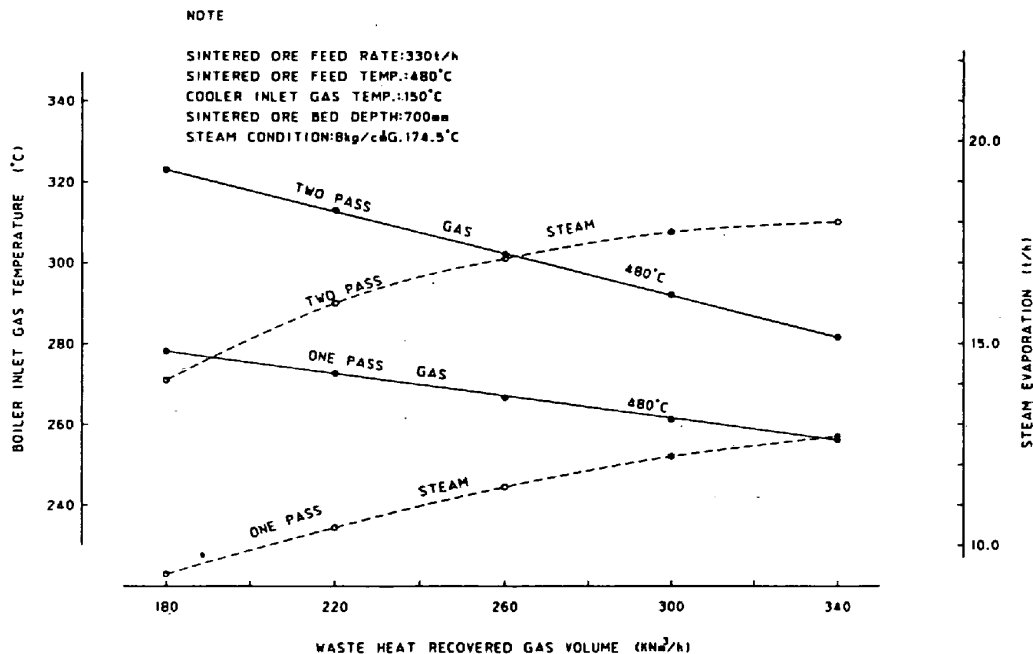


Fig. 6. Comparison of steam evaporation in two cases of one pass and two pass circulation.

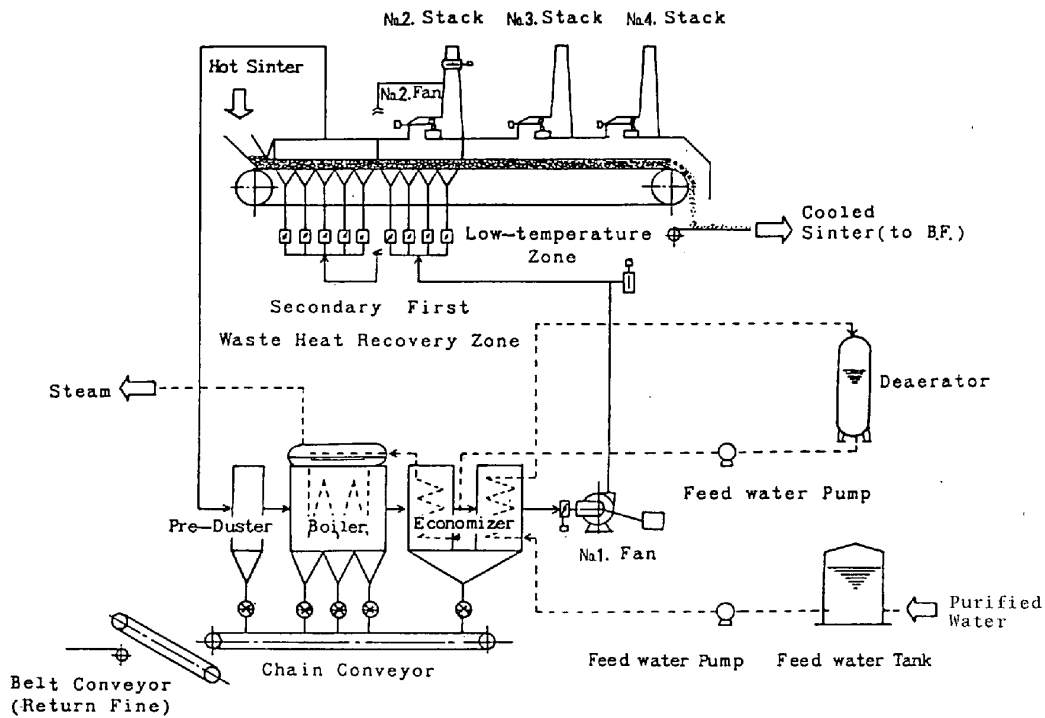


Fig. 7. Process flow sheet of waste heat recovery system.

(1) 循環ガス量の増加に対して、ボイラ入口温度は低下傾向にある。

(2) クーラー給鉄温度 480°C 以下では、循環ガス量の増加に対する蒸発量の増加割合は、ガス量 220~260 × 10³ Nm³/h にて漸近傾向を示す。

循環ファン動力は、循環ガス量のほぼ 2 乗に比例して増加すること、および循環風量が 260 × 10³ Nm³/h を越えるとガス圧力調整が困難となり漏風が増加すること及び上記の点により、最適循環風量は 220~260 × 10³ Nm³/h にあることがわかる。

4. 設備仕様

排熱回収設備のプロセスフローシートを Fig. 7 に示す。排熱回収設備の概略仕様を Table. 2 に示した。

排熱回収ゾーンは、給鉄側から高温 2 次ゾーン、高温 1 次ゾーンの 2 室に区切り、循環ガスは全量赤熱焼結鉄と 2 ゾーンで 2 度熱交換を行い、高温化を図っている。ボイラは水管式自然循環ボイラでベア・チューブとした。循環ガスは、No. 1, No. 2 ファンで昇圧、圧送している。No. 2 ファンは高温 1 次から 2 次へのガスの流入を防ぐため、既設冷却ファンを改造設置している。所内蒸気源一括管理の必要性から本設備は、機側、機側制御室、及び送風発電所操作室 3 ヲ所で操作可能とし、現在遠隔監視現場無人運転を行っている。

5. 操業実績および焼結鉄品質への影響

Fig. 8 に焼結機と排熱回収設備の操業実績を示す。

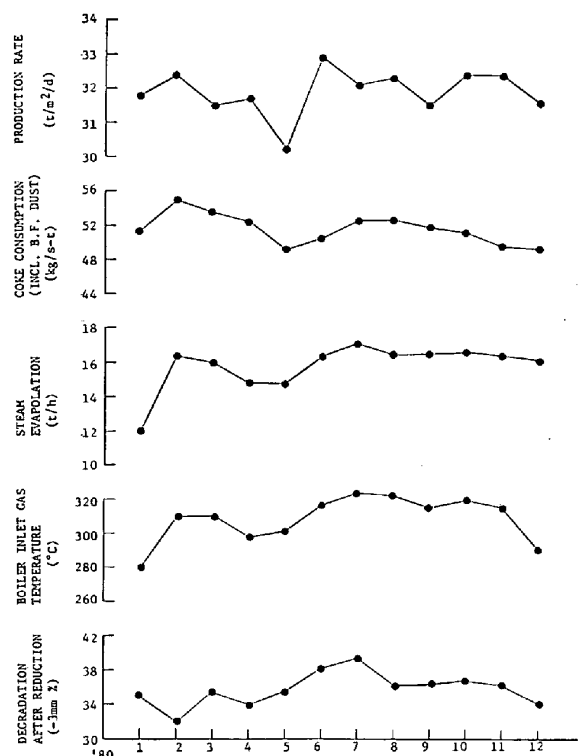


Fig. 8. Operation result of No. 4 sinter cooler waste heat recovery plant.

排熱回収設備は運転開始以来順調な操業を続けており、蒸気発生原単位は約 65 kg-steam/t-sinter である。これは熱量換算にて、40000 kcal/t-sinter に相当する。

排熱回収に伴うクーラー内での焼結鉄の冷却パターン

Table 2. Specification of waste heat recovery system for No. 4 sinter cooler.

Feed water tank	Type Capacity	Vertical cylinder 60 m ²
Feed water pump for Deaerator for Boiler	Type Capacity Type Capacity	Centrifugal 22m ² /h × 4.5kg/cm ² Multistage turbin 24 m ² /h × 13 kg/cm ²
Deaerator	Type Profile	Pressure spray tower 1 200 φ × 4 400 h
Economizer	Type Heating area	200 m ² × 2 Sets
Boiler	Type Evaporation rate Steam pressure Steam temperature Heating area	Natural circulation Water tube 20 t / h 8 kg/cm ² G 174.5°C 3 055 m ²
Pre-Duster	Type	Baffle plate
No. 1 Fan	Type Flow rate Motor capacity Rotative control	Rotary diffuser 200 000 Nm ³ /h × 445 mmAq 650 kW × 6 P Liquid rheostat
No. 2 Fan	Type Flow rate Motor capacity	Axial flow 200 000 Nm ³ /h × 80 mmAq 310 kW × 14 P

の変化を Table. 3 に示す。タンブラー強度 (TI) については事実上の差は見られないが、還元粉化指数 (RDI) については 熱回収した場合の方が向上している。しかし、コークス原単位が増加した影響が交絡していると考えられるので、コークス補正を行うと排熱回収時の RDI は 36.4% となつた。これは排熱回収なしの場合の RDI 37.8% に対して好転したことを示す。

Fig. 9 に排熱回収時および非排熱回収時の焼結鉱の冷却パターンを示す。排熱回収時の方が高温保持時間が短いため、再酸化へマタイトの生成が相対的に抑制され、その結果として RDI が好転したと考えられる。

6. 結 言

焼結鉱層における伝熱特性、通気抵抗等の基礎調査から 2 パス・システムの開発、および実機の運転状況を述べたが、要約すれば以下のとおりである。

- (1) 焼結鉱と空気の熱交換量は冷却空気量から算定される熱伝達率と焼結鉱比表面積の積 $a_p \cdot h_p$ により把握でき、 $a_p \cdot h_p$ の値は 500~2 000 kcal/m²h°C である。
- (2) 冷却層厚さが 0.7 m 程度の薄い場合において

Table 3. Comparison between quality of sintered ores produced in a heat recovery type and in a conventional type.

	Heat re-covery type	Conventional type
Production rate (T/m ² D)	33.5	33.8
Coke consumption (incl. b. f. dust) (kg/t-s)*1	50.6	48.9
Gas consumption (Nm ³ /t-s)*2	3.5	3.3
Return fines (%)	20.6	20.6
FeO content (%)	6.8	6.3
Basicity (CaO/SiO ₂)	1.65	1.66
Tumbler strength (+10 mm %)	66.0	66.6
Degradation after reduction (-3 mm %)	34.4	37.8
Corrected degradation after reduction (-3 mm %)*3	36.4	37.8

Notes : *1 The unit is (kg-coke/t-sinter).
*2 The unit is (Nm³-gas/t-sinter).
*3 Correction was made for the coke consumption, on the assumption that the degradation after reduction decreases at the rate of 1.2%/(kg-coke/t-sinter).

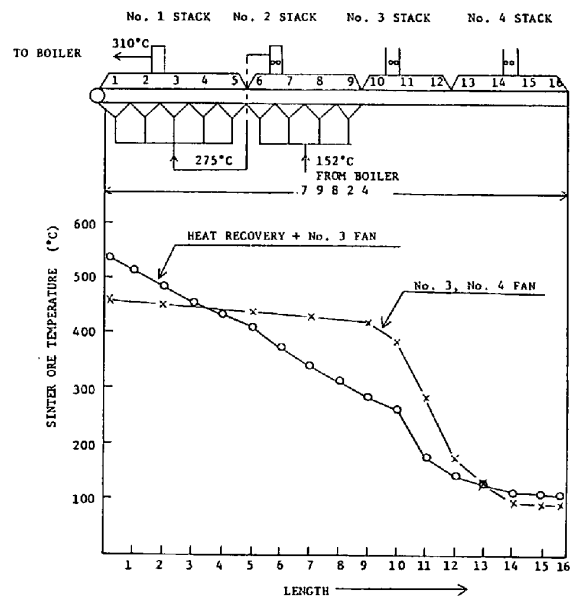


Fig. 9. Cooling characteristics in a sinter cooler; comparison between a heat recovery type and a conventional type.

- も、2 パス方式等により高温の熱回収が可能であり、その熱回収量は 1 パス方式の値に対し約 50% 増である。
- (3) 最適循環風量は給鉱 t 当たり 700~800 Nm³ である。
- (4) 本方式による熱回収量は当該焼結機での消費熱

量の 10% 以上にあたる。

(5) 品質上の変化は特に見られない。

なお、当所では引き続き第 5 焼結工場に同一方式の排熱回収設備を建設中である。

文 献

- 1) 藤田重文: 化学工学講義 I 輯, 47 (1949)
- 2) J. ACETIS and G. THODOS: Indust. Eng. Chem., 52, (1960) 1003
- 3) W. E. RANZ: Chem. Eng. Progr., 48 (1957) 247
- 4) 白井 隆: 学位論文 (東工大) (1954)
- 5) W. H. McADAMS: "Heat Transmission" 3rd ed.,

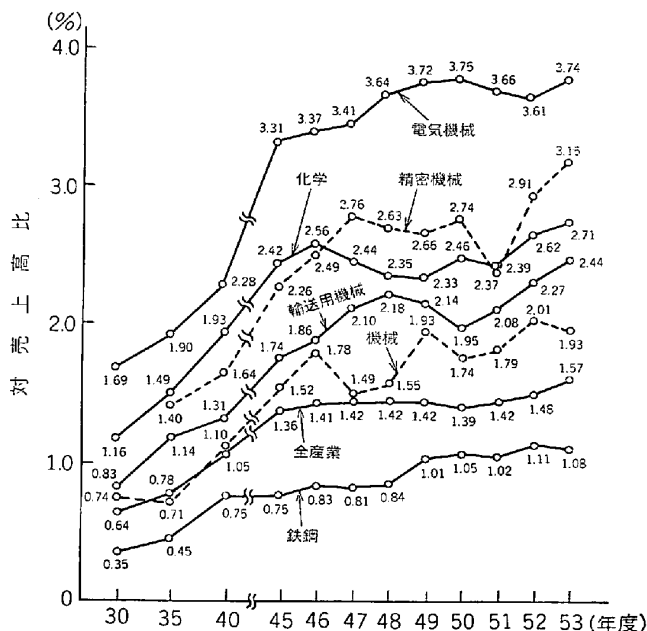
219 (1954) [McGraw Hill, New York]

- 6) 化学工学協会: 化学工学便覧, 103, (昭和 50 年) [丸善]
- 7) 菅原菅雄: 熱管理計算法, 24 (1971)
- 8) 菅原菅雄: 熱管理計算法, 62 (1971)
- 9) 日本機械学会: 伝熱工学資料, 262 (1970)
- 10) 堀尾正毅, 石本清人, 鞭 巖: 鉄と鋼, 64 (1978), S90
- 11) 下川義雄, 渡辺正次郎, 大竹康元: 鉄と鋼, 49 (1963)
- 12) 白井 隆: 「流動層」(1958), p. 204, 207 [科学技術社]

統 計

主な業種における研究費の対売上高比の推移

我が国の会社の研究費を対売上高比率で見ると、全産業では、昭和 40 年度に 1.05% であつたものが漸増して、47年度には 1.42% に達し、その後、横ばいに推移していたが、52 年度には 1.48%、53 年度に 1.57% へと上昇した。業種別でこの比率が大きいものは、昭和 53 年度では電気機械工業(3.74%)、精密機械工業(3.15%)、化学工業(2.71%)、輸送用機械工業(2.44%)などであるが鉄鋼業は過去 20 年以上にわたつて最低を記録している。

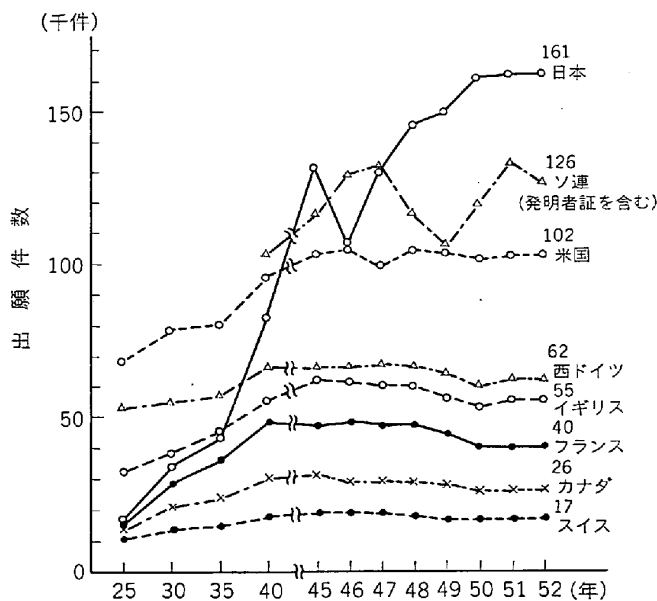


注) 1. 社内使用研究費の対売上高比である。
2. 会社のみで、特殊法人は含まれていない。

主な業種における研究費の対売上高比の推移
(科学技術庁編: 昭和 55 年版科学技術白書 (昭和 55 年 8 月) p. 183)

主要国の特許出願活動 (その 1)

図は主要国の特許出願件数の推移を示したものである。世界で我が国が最も多く、昭和 52 年における出願件数は 161 006 件で、以下、ソ連 125 685 件 (発明者証を含む)、米国 100 931 件、西ドイツ 60 401 件、イギリス 54 423 件の順になつている。これまで出願件数が漸減傾向から増加に向かつていた各国とも、停滞傾向になつていることが注目される。それにしても日本は特許出願が一番多いのに、技術輸入が技術輸出をはるかに上回つているというのは、どう考えればよいのであろうか?



主要国における特許出願件数の推移
(科学技術庁編: 昭和 55 年版科学技術白書 (昭和 55 年 8 月) p. 230)