

Table 5.3.14 Heat radiation rates of non-heat insulated valves and effect of heat insulation

Location	Inner Temp °C	Valve			Heat Loss Present			Heat Loss after Insulation				Saved Energy MJ/h	Note
		Dia inch	Number	Equi. L m	kJ/(mh)	MJ/h	Material	Thick mm	kJ/(mh)	MJ/h			
Header A	400	8	1	1.87	32,115	60.1	Mineral Wool	260	502	0.9	59.1		
	400	6	1	1.78	24,932	44.4	Mineral Wool	250	431	0.8	43.6		
	400	5	3	1.78	21,323	113.9	Mineral Wool	240	402	2.1	111.7		
Header B	400	8	1	1.87	32,115	60.1	Mineral Wool	260	502	0.9	59.1		
	400	6	2	1.78	24,932	88.8	Mineral Wool	250	431	1.5	87.2		
	400	5	1	1.78	21,323	38.0	Mineral Wool	240	402	0.7	37.2		
	400	3	1	1.56	13,998	21.8	Mineral Wool	210	343	0.5	21.3		
Sub Total					426.9						7.6	419.3	
Digester Inlet	400	6	6	1.78	24,932	266.3	Mineral Wool	250	431	4.6	261.7		
Condensate	231	4	8	1.58	5,672	71.7	Mineral Wool	160	180	2.3	69.4		
Flash Tank Vap Slurry	180	8	11	1.87	6,672	137.3	Mineral Wool	160	180	3.7	133.6		
	180	8	11	1.87	6,526	134.2	Mineral Wool	160	180	3.7	130.5		
Preheater Vap	140	8	14	1.87	3,914	102.5	Mineral Wool	150	117	3.1	99.4		
Slurry	140	8	7	1.87	3,914	51.2	Mineral Wool	150	117	1.5	49.7		
Sub total						763.2					18.9	744.3	
Total						1,190.1					26.5	1,163.6	

Method for calculation : See Guideline.

Preconditions for calculation: 1. The room temperature is 40°C and the outdoor temperature is 20°C

2. The surface radiation rate is 0.9 at bare portions and is 0.5 at heat insulated portions.

装置関係の削減可能熱量は1244.1 MJ/hであり、これは過熱スチーム量の減少および低圧の余剰フラッシュスチームの増加となって表れるが、過熱スチーム量に換算して、削減燃料量および節減金額を求めると次の通りになる。

ただし、過熱スチームのエンタルピーを3193 kJ/kg、ボイラでの蒸発倍数を12.24kg/kg-Fuelとする。

$$\begin{aligned} & 1,244,100 \text{ kJ/h} \times 8760 \text{ h/y} \times (1/3193) \text{ kg/kJ} \times (1/12.24) \text{ kg/kg} \\ & = 278,900 \text{ kg/y} \\ & 278,900 \text{ kg/y} \times 10 \text{ Ft/kg} \\ & = 2,789,000 \text{ Ft/y} \end{aligned}$$

この保温に要する費用は日本の例では約5,000千円(2,500,000Ft相当)と見積もられるが、装置は切り替え使用するため2系列分の保温を必要とし、約5,000,000Ftとなる。したがって、施工費用は1.8年で回収できる。

スチームヘッドについても同様に、保温による節減可能熱量は642.1MJ/hで、年間の燃料節減量及び金額は次の通りになる。

$$\begin{aligned} & 642,100 \text{ kJ/h} \times 8760 \text{ h/y} \times (1/3193) \text{ kg/kJ} \times (1/12.24) \text{ kg/kg} \\ & = 143,900 \text{ kg/y} \\ & 1,439,000 \text{ kg/y} \times 10 \text{ Ft/kg} \\ & = 1,439,000 \text{ Ft/y} \end{aligned}$$

保温の費用は日本の例では配管分442千円、弁分2973千円、合計3415千円(1,710,000 Ft相当)であり、約1.2年で回収できる。

配管工事のために保温を剥がした時には、必ず速やかに修復することが必要である。また保温工事は外注に出さずに材料だけ購入して社内の手で施工すれば、保温コストはさらに安くなり、回収年限も短くなる。

#### D) スチーム漏洩防止

Digesterに送られる40 barスチームの配管ヘッドのフランジ(配管径125mm)から相当量のスチームが調査期間中の5日間にわたって漏れ続けていた。それ以外の箇所のスチームの漏れは比較的少なかった。軽微な漏洩でもそれを放置して置くと、音速を超える噴出速度のスチームのために漏洩部の摩耗が急速に進行し、漏洩スチーム量が急増するので、速やかに漏洩部の修理をしなければならない。

1 mm相当の穴から漏洩するスチームの量は次式で求められる。

$$G = 71.64 \times 10^4 \times A \times \sqrt{(P/v^n)}$$

G : 漏洩スチーム量 [kg/h]

A : 開口部面積 [m<sup>2</sup>]  
 P : スチーム圧力 [kg/cm<sup>2</sup>・abs]  
 v<sup>0</sup> : スチーム比容積 [m<sup>3</sup>/kg]

スチームの圧力は40Barであるから、

$$G = 71.64 \times 10^4 \times 0.785 \times 10^{-6} \times \sqrt{((40 \times 1.0197 + 1.033) / 0.04833)}$$

$$= 16.5 \text{ [kg/h]}$$

漏洩スチーム量は16.5kg/hとなり、調査期間の5日間に

$$16.5 \times 24 \times 5 = 1,980 \text{ kg}$$

が捨てられたことになる。

アルミナ工場では、高温のスチームの他に高低温のアルカリ溶液、スラリー、粉体、塊等取扱いにくい物質が多く、漏洩防止は容易ではないが、これらの漏洩は資源のみならず、それまでに加えられたエネルギーが無駄に捨てられたことになり、さらに安全上、工場美化上、製造原価上のマイナスも多い。漏洩防止のためには定期整備の実施を推奨する。

定期整備の実施に当たっては、先ず、補修間隔、補修の規模、補修箇所、部品材料の寿命・仕様・個数等の必要データを集めて、定期整備計画にまとめる。

その計画に従い、およそ2ヶ月か3ヶ月に1回、液工程であれば全部又は一部を一斉にシャットダウンして予定した箇所の補修を行う。1回のシャットダウンの時間は12時間から18時間以内が望ましい。

勿論、止めることによって沈降その他のトラブルを生ずる装置は局部的に、必要最小限稼働しておかねばならない。例えば、Digester 沈降槽、析出槽等は攪拌機を回しておく。抽出工程以外の修理であれば、抽出工程にはポーキサイトの投入を止め、スラリーだけを循環し続ける。抽出工程内の設備の修理であっても、ポーキサイトの投入を止めれば修理が出来る箇所であって、なおかつ短時間で修理が出来るのであれば、その状態で修理を行う。スラリーを払い出さなければ修理が出来ない場合には系列切り替えを行う。

定期整備を実行するために最も必要なことは、修繕部門と製造部門が密接に連絡を取り合って、お互いに協力し合う体制を確立することである。

#### E) その他の改善

抽出工程 Preheater のコンデンセートの抜き出し調節には、第1系例と第4系例はフロート式レギュレータが、第2系例と第3系例にはハイドロスタティック・レギュレータが設置されている。

一般的に用いられていて問題の少ない方法は、Figure 5.3.5に示すようなフロート式バル

コントローラの付いたコンデンゼート・レシーバーを用いる方式である。

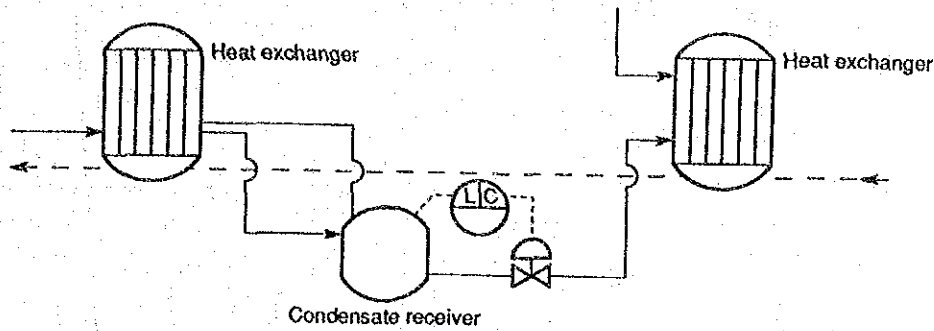


Figure 5.3.5 Condensate receiver

次に Digester, Preheater のガス抜きについて述べる。アルミン酸ナトリウム溶液中の有機物の分解によって発生する  $H_2$  ガス等が、Digester, Preheater に充満すると有効容積を減少させ、また有効伝熱面積を少なくさせるので、排出しなければならない。

Digester にはガス抜きバルブを取り付け、1日1回人手によってバルブを開けてガスを放出させる。Figure 5.3.6 に示すように、ガスが出終わった事を安全に目視出来るような簡単な装置を取り付けるとよい。

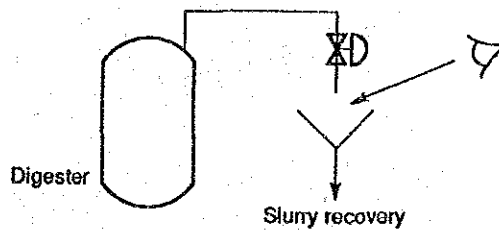


Figure 5.3.6 Pipe for gas discharge from digester

Preheater の各缶にはガス抜き連結管が付いているので、最終缶のガス抜き管を温度の低いアルミン酸ナトリウム溶液中に導びき、溶液中を通して大気に放出するようにするとよい。最終缶のガス抜き管のバルブを常時小開しておけば、人手が掛からずガス抜きと熱回収が出来る。

### (3) 焼成工程

#### A) ヒートバランス

カルサイナは大型 2 基、小型 4 基あり、測定は No. 2 (大型) カルサイナについて行った。測定点を Figure 5.3.7 に、測定結果を Table 5.3.15 に示す。

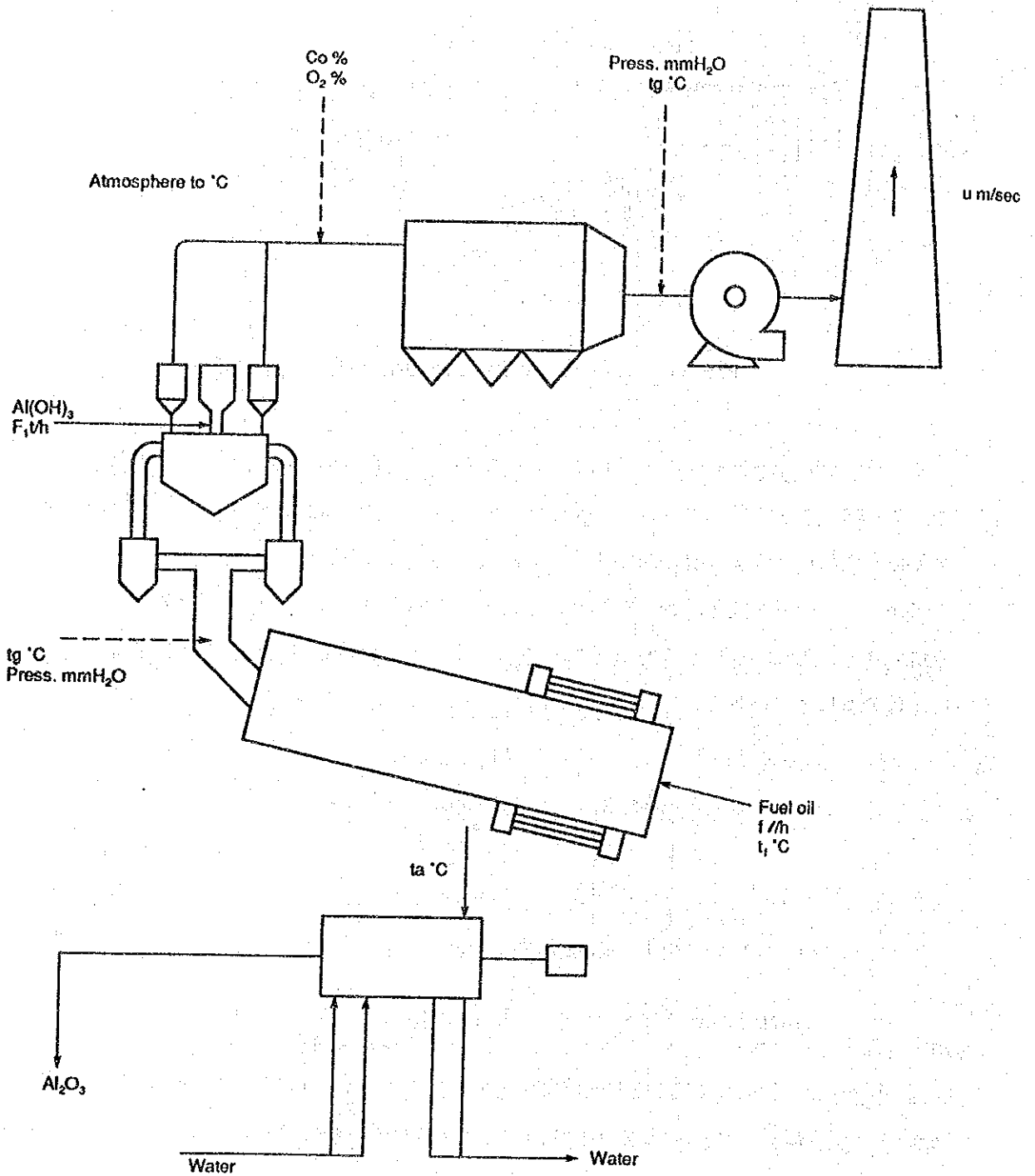


Figure 5.3.7 Calciner measuring points

a. 測定結果

Table 5.3.15 Results of measurement

Calciner		No. 2	
Measuring time		8/29 16:00 - 8/30 8:40	
Calculated basic data collecting time		8/30 8:00	
Atmospheric temperature	$t_0$	18.7	°C
Aluminum hydroxide			
Charge rate	$F_1$	22.3	t/h (wet)
Rate as converted to alumina	$F_2$	13.14	t/h
Adhered moisture	w	9.87	%
Temperature	$t_h$	60	°C (estimated)
Fuel oil			
Flow rate	f	1.632	l/h
Specific gravity	$\rho_f$	0.929	
Temperature	$t_f$	60.8	°C
Heating value	$H_1$	40.0	MJ/kg
Exhaust gases			
Temperature	$t_g$	148.2	°C
Flow velocity in smoke stack	u	7.88	m/sec
O <sub>2</sub> concentration		5.03	%
Smoke stack bore	D	1.915	m
Product alumina			
Cooler outlet temperature	$t_a$	300.3	°C
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> content		89.8	%

b. 熱勘定表

Table 5.3.16 Heat balance of calciner

Heat input				kJ/kg-fuel	kJ/kg-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%
1	Fuel oil heating value	H <sub>1</sub>		40,000	4,615	98.5
2	Sensible heat of fuel oil	Q <sub>1</sub>		79	9	0.2
3	Sensible heat of aluminum hydroxide	Q <sub>2</sub>		510	59	1.3
Heat input total				40,589	4,683	100.0
Heat output				kJ/kg-fuel	kJ/kg-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	%
1	Theoretical reaction heat	L <sub>1</sub>		14,659	1,691	36.1
2	Exhaust gas loss	L <sub>2</sub>		9,659	1,114	23.8
3	Sensible heat of alumina	L <sub>3</sub>		2,050	236	5.1
4	Radiation and other losses	L <sub>4</sub>		14,221	1,641	35.0
Heat output total				40,589	4,683	100.0

c. 熱勘定計算

計算は燃料重油 1 kg 当たりについて行った。

アルミナ 1 kg 当りに換算するには 8.668 で割ればよい。

$$\frac{F_2}{f \times \rho_f} = \frac{13.14 \times 10^3}{1632 \times 0.929} = 8.668$$

[入熱]

- ① 重油発熱量：H<sub>1</sub>

$$H_1 = 40,000 \text{ kJ/kg-fuel}$$

- ② 重油顕熱：Q<sub>1</sub>

$$Q_1 = (t_f - t_o) \times C_f = (60.8 - 18.7) \times 1.88 \\ = 79 \text{ kJ/kg-fuel}$$

ただし、重油比熱 (C<sub>f</sub>) を 1.88 kJ / (kg · °C) とする。

- ③ Al(OH)<sub>3</sub> の顕熱：Q<sub>2</sub>

$$Q_2 = \frac{F_1 \times C_{s1} \times (t_h - t_o)}{f \times \rho_f} = \frac{22.3 \times 10^3 \times 0.84 \times (60 - 18.7)}{1632 \times 0.929} \\ = 510 \text{ kJ/kg-fuel}$$

ただし、Al(OH)<sub>3</sub> の比熱 C<sub>s1</sub> を 0.84 kJ / (kg · °C) とする。

入熱合計： $H_1 + Q_1 + Q_2 = 40,589 \text{ kJ/kg-fuel}$

[出熱]

① 理論反応熱： $L_1$

$h$ ： $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  89.8%の反応熱  $= -172.5 \times 10^3 \text{ kJ/kgmol-Al}_2\text{O}_3$

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{F_1 \times (1 - w/100) \times h}{78 \times 2 \times f \times \rho_f} \\ &= \frac{22.3 \times 10^3 \times (1 - 0.0987) \times 172.5}{78 \times 2 \times 1632 \times 0.929} \\ &= 14,659 \text{ kJ/kg-fuel} \end{aligned}$$

② 排ガス損失： $L_2 = l_1 + l_2$

燃焼排ガス損失： $l_1$

$$\begin{aligned} \text{排ガス量 } W &= \frac{D^2 \times \pi \times u \times 3600 \times 273}{4 \times (273 + t_s)} \\ &= \frac{1.915^2 \times \pi \times 7.88 \times 3600 \times 273}{4 \times (273 + 148.2)} = 52,935 \text{ Nm}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_1 &= \frac{W \times C_s \times (t_s - t_o)}{f \times \rho_f} = \frac{52,935 \times 1.38 \times (148.2 - 18.7)}{1632 \times 0.929} \\ &= 6,240 \text{ kJ/kg-fuel} \end{aligned}$$

ただし、 $C_s$ ：排ガス比熱  $1.38 \text{ kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

水分蒸発熱： $l_2$

$$\begin{aligned} \text{付着水分} &= \frac{F_1 \times 10^3 \times w/100}{f \times \rho_f} = \frac{22.3 \times 10^3 \times 0.0987}{1632 \times 0.929} \\ &= 1.45 \text{ kg/kg-fuel} \end{aligned}$$

$$l_2 = 1.45 \times 2358 = 3,419 \text{ kJ/kg-fuel}$$

ただし、 $60^\circ\text{C}$ の水の蒸発潜熱： $2358 \text{ kJ/kg}$

$$L_2 = l_1 + l_2 = 6,240 + 3,419$$

$$= 9,659 \text{ kJ/kg-fuel}$$

③  $\text{Al}_2\text{O}_3$ 持ち出し熱： $L_3$

$$\begin{aligned} L_3 &= \frac{F_2 \times 10^3 \times C_{s2} \times (t_s - t_o)}{f \times \rho_f} \\ &= \frac{13.14 \times 10^3 \times 0.84 \times (300 - 18.7)}{1632 \times 0.929} \\ &= 2,050 \text{ kJ/kg-fuel} \end{aligned}$$

ただし、 $C_{s2}$ ：アルミナの比熱  $0.84 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

④ 放射損失その他： $L_4$



$$\begin{aligned}
 L_4 &= (\text{入熱合計}) - (L_1 + L_2 + L_3) \\
 &= 40,589 - (14,659 + 9,659 + 2,050) \\
 &= 14,221 \text{ kJ/kg-fuel}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{焼成重油原単位} &= f \times \rho_f \times H_f / F_2 \\
 &= \frac{1632 \times 0.929 \times 40,000}{13.14 \times 10^6} = 4.62 \text{ GJ/t-Al}_2\text{O}_3
 \end{aligned}$$

#### d. 熱勘定表の考察

Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>の持出し熱量の占める割合が少ない様に思われるが、これは遊星クーラ出口のアルミナ温度が300.3℃と低めに計測されたためである。この測定値はアルミナの真の温度を示していないで、アルミナの混ざった空気の温度を測っている可能性がある。実際にはAl<sub>2</sub>O<sub>3</sub>持出し熱がもう少し多くて、放射損失熱その他がもっと少ないのではないかと思われる。

排ガス中のO<sub>2</sub>%は5.03%であったから、空気比は1.32となり正常な範囲にある。

調査時のカルサイナ焼成量の生産能力に対する割合は

$$\frac{13.14 \text{ t/h} \times 24 \text{ h} \times 100}{560 \text{ t/d}} = 56.3\% \text{ であった。}$$

アルミナ 1トン当たりの重油消費量は4.62 GJ/t-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>で、1991年第2四半期の実績が4.15 GJ/t-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>であったのと比較すれば、減産によって消費量が増えていることが分かる。

#### B) 燃焼空気の温度上昇対策

##### a. 吸い込み冷風の削減

No. 2 カルサイナのバーナの付近に直径約15cmの穴が2箇所開いていた。この穴から早いスピードで室内の冷たい空気を吸い込んでおり、本来遊星クーラで予熱されなければならない分が予熱されずに、排熱の回収減となつている。その熱量計算を次に記す。

空気比：m 排ガス中N<sub>2</sub>分を79%と仮定すると空気比は

$$\begin{aligned}
 m &= 21 / (21 - 5.03) \\
 &= 1.32
 \end{aligned}$$

理論空気量：A<sub>0</sub> Boieの式から

$$\begin{aligned}
 A_0 &= 2.957 \times (H_f - 4,605) / (10000) \\
 &= 2.957 \times (40,000 - 4,605) / (10000) \\
 &= 10.47 \text{ N m}^3/\text{kg-fuel}
 \end{aligned}$$

実際空気量（燃料 1 kg 当たり）：A

$$A = m A_0 = 1.32 \times 10.47$$

$$=13.82 \text{ Nm}^3/\text{kg-fuel}$$

実際空気量 (時間あたり) :  $A'$

$$A' = A \times f \times \rho_r = 13.82 \times 1632 \times 0.929$$

$$=20,951 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

吸い込み空気量

穴の径 150mm →面積0.0177m<sup>2</sup>/1個

炉内圧  $\Delta p = -59 \text{ mmHg} = -59 \text{ kgf/m}^2$

空気密度 (20℃)  $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$

流量係数 0.65

$$\text{流速: } v = \sqrt{(2g \times \Delta p / \rho)} = \sqrt{(2 \times 9.8 \times 59 / 1.2)}$$

$$= 31 \text{ m/s}$$

空気吸い込み量 =  $0.0177 \times 31 \times 3600 \times 0.65$

$$=1284 \text{ m}^3/\text{h} / 1 \text{ 個}$$

2箇所では  $1284 \times 2 \times (273) / (273+20)$

$$=2393 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

吸い込み空気量の割合

$$2393/20951 \times 100 = 11.4\%$$

入熱減

遊星クーラを通る空気量の変化により排熱回収率も変化するが、予熱空気温度が300℃で変化しなかったと仮定すると、入熱減は次のようになる。

$$13.82 \times 1.30 \times (300 - 18.7) \times 0.114 = 576 \text{ kJ/kg-fuel}$$

ただし、空気比熱を1.30 kJ/(Nm<sup>3</sup>・℃)とする。

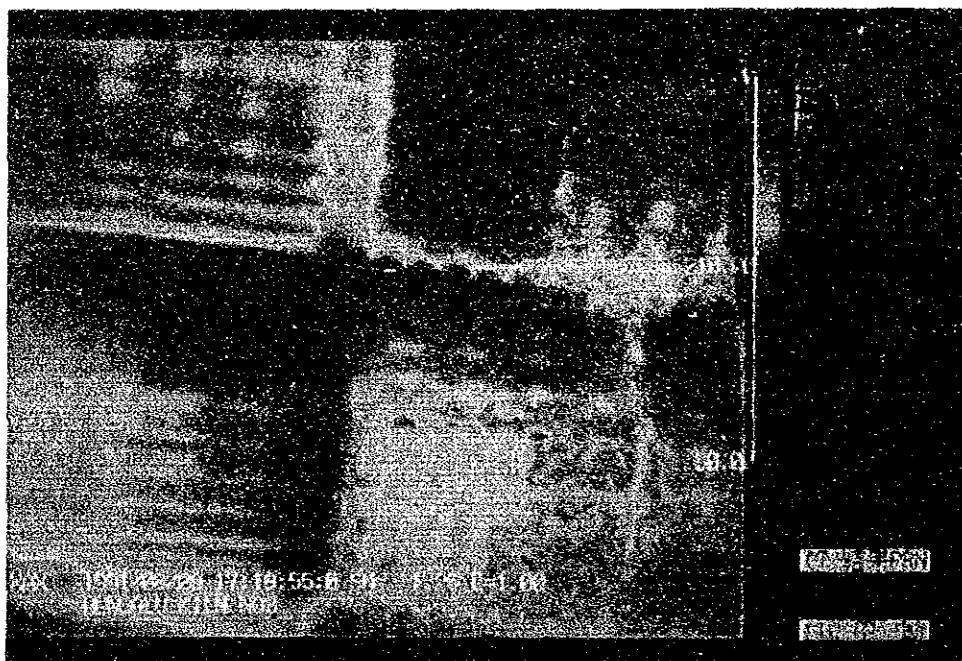
全入熱に対する比率は

$$536/40589 \times 100 = 1.4\%$$

この入熱減をなくすためには、孔に扉を付けるかガラスを取り付けると良い。予熱しない空気が入り込むのを極力防ぎ、必要な空気は遊星クーラを通じて吸い込ませる様になければならない。

b. 遊星クーラの性能不均一対策

8月29日午後、赤外線熱画像装置を用いてカルサイナ遊星クーラの表面温度を測定した。その結果をカラー写真で示す。これによって、10本ある遊星クーラが1本間隔で、高温、低温、高温、低温を示し、均一な状態になっていない事が判明した。各遊星クーラに、カルサイナの内部にある5個所の落とし口からアルミナが均等に流れていないために、焼



Thermal video of planetary cooler

成されたアルミナと外部から吸い込む空気との熱交換が各クーラで均等に行われていない。

カルサイナの落とし口1箇所から2本の遊星クーラにアルミナが落下する様な構造になっているが、本来は1箇所の落とし口から1本の遊星クーラに入るのが理想的である。落とし口を10箇所に改造するには多額の費用がかかるので、より簡易な改造法を検討する。

高温の雰囲気中である事と、焼成するアルミナの $\alpha$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ 含有量によって流動性が大きく異なる事から、アルミナを1箇所の落とし口から2本のクーラに均等に振り分けて落とすのは非常に難しい。次に提案するアイデアは決して完全なものではないが、焼成量の変動が少ない場合には有効で、改造費用も少なくすむ。

アルミナの落とし口に耐熱鋼製のグレート(grate)をはめ込む。構造の一例をFigure 5.3.8に示したが、実際に適する形状、寸法等は改造して赤外線熱画像装置による測定を行い、試行錯誤を重ねて決めると良い。さらにアルミナ落とし口の手前に、煉瓦の突起か又は堰(notch)を設ける方法を併用する事も考えられる。

#### (4) その他の工程の問題点

##### A) 水バランス

アルミナ分を抽出した後のスラリーを、アルカリ溶液と赤泥に分離した後に、赤泥に付着したアルカリ分を水で洗浄する。また製品に含有する不純物を少なくするために、水酸化アルミニウムを水で洗浄する。これらに使用した水はアルカリロスを防止するために、系内に循環する。

この工場で使用されるボーキサイトは(2)で述べた通り Boehmite の含有量が多いため、抽出工程のアルカリ濃度は $\text{Na}_2\text{O}$  195 g/l と比較的高い。一方、後工程においてアルミン酸ナトリウム溶液を加水分解して水酸化アルミニウムを晶析させるための条件は、アルカリ濃度が $\text{Na}_2\text{O}$  140 g/l であるため、Digesterを出た後で稀釈をしなければならない。稀釈には、上記の赤泥の洗浄水や水酸化アルミニウムの洗浄水その他系内に入ってくる水を用いる。

水酸化アルミニウムを晶析させた後のアルミン酸ナトリウム溶液をリサイクル使用するためには、スチームを使用して濃縮し、加えられた稀釈水を蒸発させなければならない。もし、稀釈に必要な量以上の水が系内に混入した場合にも、アルカリ損失を防ぐためには蒸発濃縮しなければならず、その蒸発のため余計なスチームが必要となる。系内に余分な水を入れないことが、スチーム節減のために大切なことである。

水バランスについて調査したが、1990年のフル生産時の工場全体の水バランス表は良くまとめられていた。しかし、アルカリ含有水の水みの水バランスについてはデータがまとめ

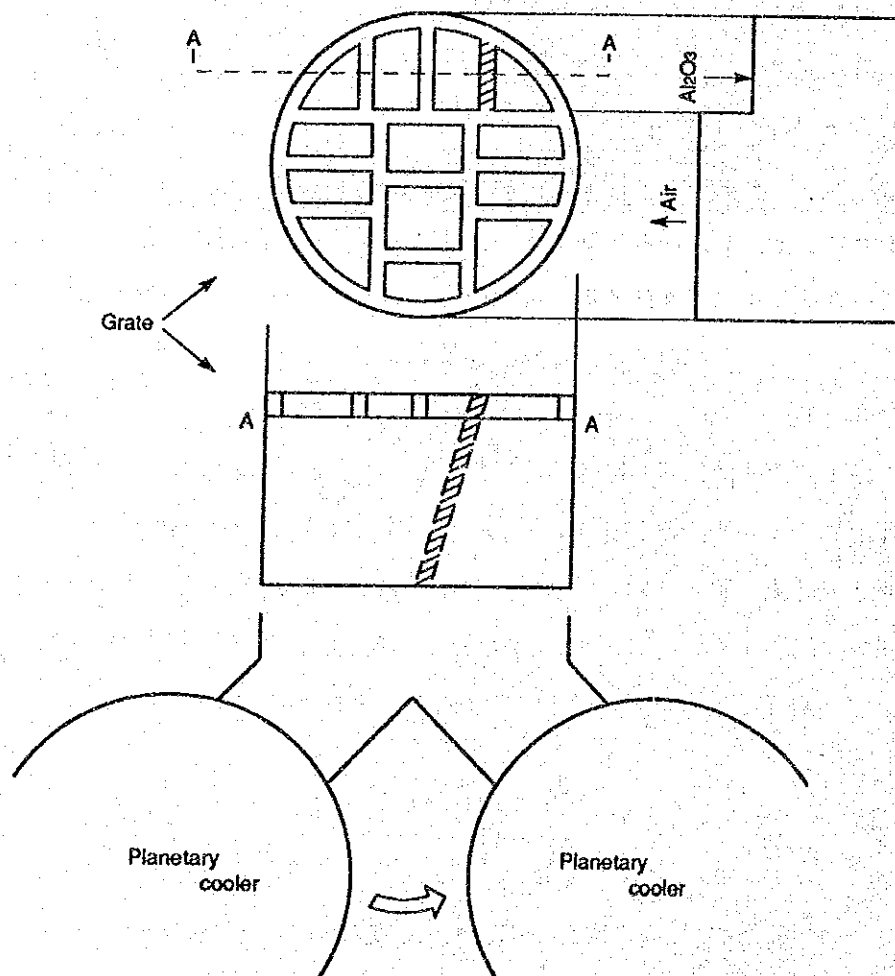
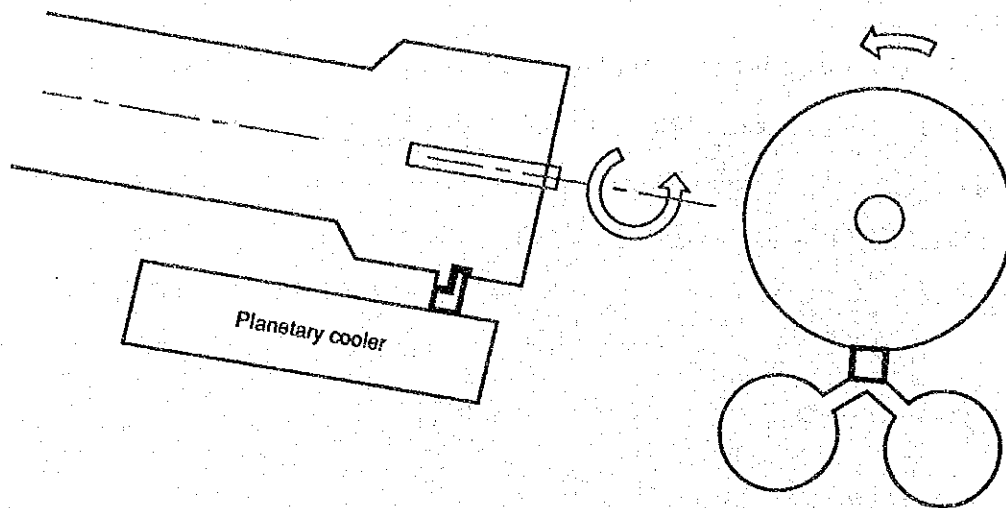


Figure 5.3.8 Grate at alumina chute

られていなく、また、現在の減産状態での水バランスは把握されていなかった。系内出入りの水バランス表は毎月1回作成して管理をしなければならない。

工場では系内に入る水を減らすため、次の様な対策を2ヶ月前から実施し始め、効果をあげている。

- a. 従来石灰は $\text{Ca}(\text{OH})_2$ として添加していたが、 $\text{CaO}$ のままで添加して付随して入る水分を減らした。
- b. 晶析工程における洗浄水と回収ソーダ液を区分して、洗浄水はアルカリ濃度をチェックして赤泥洗浄水として使う。
- c. 工場清掃用の水はサイクル内に入らない様に区別した。
- d. ポンプにはシール水を全く使用しないドライシーリングを採用した。
- e. 従来は工場の排水ピットの中に一緒に入るようになっていた雨水を、別のピットに分離してサイクルに入らないようにした。

以上の他にも水量減のためには、水酸化アルミニウム洗浄効率の向上に注意しなければならない。晶析工程やカルサイナの前の真空回転式ドラムフィルタでは、洗浄はパイプの下面にあけてある孔から水を流下させる方式で行っている。ところが孔が閉塞している箇所や、或いは逆に流量が多すぎる箇所があり、洗浄水が均一に分布されずに洗浄効果が悪い状態であった。工場でもこの事に既に気が付いていて、近くスプレー式に改良するつもりであると聞いたが、ぜひ速やかに実施されると良い。

## B) 減産時における省エネルギー対策

この工場のアルミナ生産能力は33万t/yであるが、1991年の生産計画は17~21万t/yで、調査時には更に少ない13万t/yと、能力の40%操業であった。

この工場の抽出設備は4系列設置され、常時は3系列を稼働する設計であるので、全部で1系列又は2系列だけしか持っていない工場に比べると、減産による熱損失の割合は少ない。又液シクナと析出槽 (precipitater) は小型で基数が多い。

大量生産、高生産性の工場では装置を大型化し、系列数や基数を少なくして放熱や攪拌動力を減らし、ポンプも大容量にして台数を減らし、全体として消費動力の節減を計っている。この観点からは、小型で基数が多い事はその能力一杯の生産時には能率が悪いが、減産時には不要基数を切り離して必要基数のみで稼働する事が出来るので、効率の低下を防ぐことが出来る利点がある。

赤泥洗浄シクナは調査時には減産時にもかわらず7基全部稼働していた。減産時には通液量減少による温度低下のため沈降が遅くなるので、全基使用せず一部切り離して使った方が放熱、動力の節約になる。カウンターカレント多段洗浄は液量が少ない場

合でも最少限度段数が必要なので、13万 t/y の生産時では4基稼働（4段洗浄）が適当と考えられる。

#### C) 脱珪工程の見直し

この工場では、Digester 工程の前の脱珪槽で脱珪を行っている。SiO<sub>2</sub>が0.1~1.0%の低シリカボーキサイトでは Digester の前で脱珪を行わなければならないが、シリカが多い場合は必ずしも必要でない。

脱珪量とはシリカが溶解した後のソーダライトの晶析量の事であって、その量は自然晶析で生成するソーダライトの種子の表面積に支配される。シリカの多いボーキサイトでは、低シリカボーキサイトよりも比較的多くの種子量が作られて早い晶析が誘発され、液中のシリカの濃度の減少が促進される。

この工場で使用しているボーキサイトはカオリンが5.7%、SiO<sub>2</sub>が7.24%である事と、減産中である事から脱珪槽の使用を止めても良いと思われる。槽外面からの熱放散の低減とポンプ動力等の削減につながる。

### (5) ボイラ

#### A) 自家用火力発電設備概要

本工場はFigure 5.3.9に示すように、自家用火力発電設備により工場で消費するスチーム及び電力をまかなっている。電気系統は商用電力と系統連系し、スチーム系統は40 bar 高圧ラインと3.5 bar タービン背圧ラインから構成されている。また、液工程からのコンデンセートは一般工程からのコンデンセートと分離し、各々イオン交換処理した後、ボイラ給水として回収している。

なお、当発電所は電力消費のピーク時間帯に合わせて濃縮缶を運転し、ボイラ負荷を高めて買電を減少させるようにしている。

主要機器要目は下記の通りである。

Table 5.3.17 Particulars of principal components.

<p>① Boiler          Manufacturer          Max. continuous evaporation rate          Normal pressure          Steam temperature          Fuel          Quantity</p>	<p>Wagner-Biro          80 t/h          40 bar(G)          400°C          Fuel oil          3 (No. 1 boiler only was running at the time of data sampling)</p>
<p>② Boiler          Manufacturer          Max. continuous evaporation rate          Normal pressure          Steam temperature          Fuel          Quantity</p>	<p>MHD          40 t/h          70 bar(G)          500°C          Fuel oil (modification from coal firing was completed, and application for permit is pending)          1</p>
<p>③ Turbine generator          Manufacturer          Type          Generator output          Quantity</p>	<p>Ganz          Back pressure turbine          6.3 MW × 10,500 V × 50Hz × 2P          2 (1 is for reserve)</p>



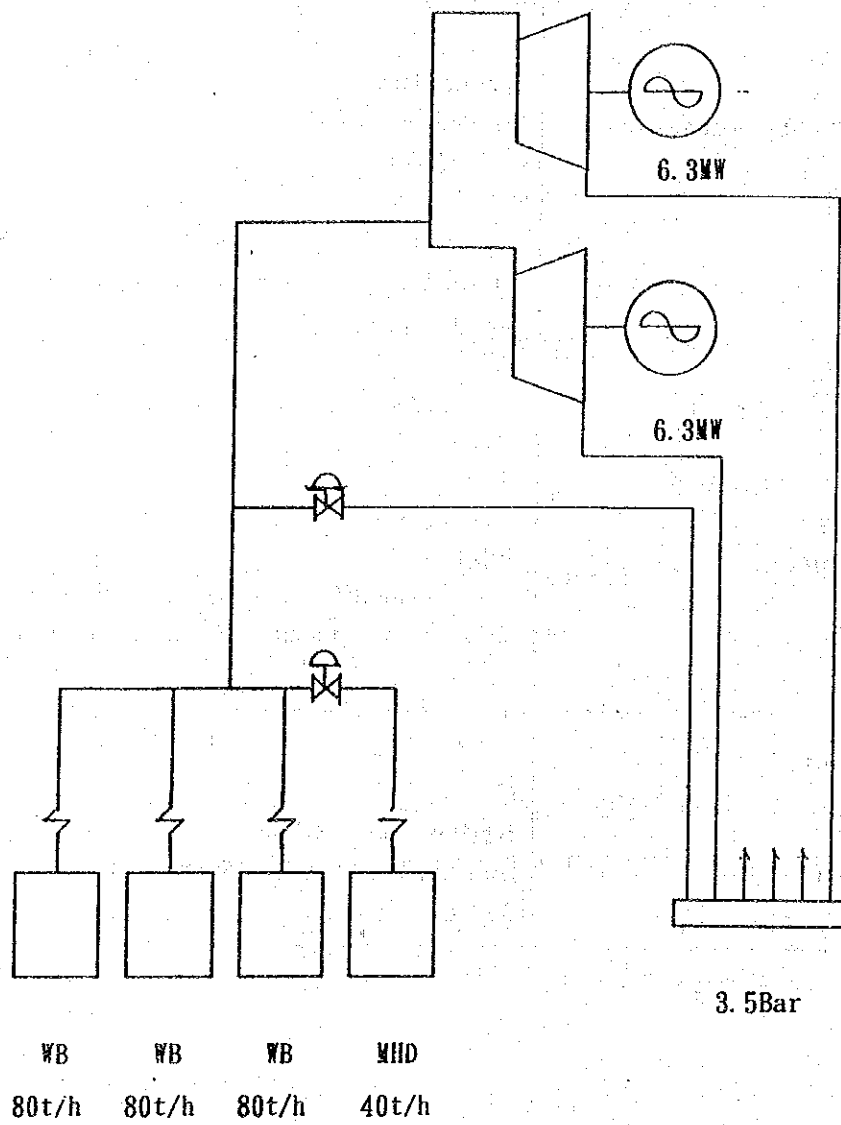


Figure 5.3.9 Flow sheet of private thermal power generation plant

B) ヒートバランス

a. ボイラ要目

Table 5.3.18 Particulars of boiler

Manufacturer's name	Wagner-Biro	
Date of production/modification	1970	
Type	Water tube type	
Max. continuous evaporation rate	80	t/h
Max. working pressure	47	bar(G)
Max. working temperature	425	°C
Normal pressure	40	bar(G)
Normal temperature	400	°C
Boiler heat transfer area	1,327	m <sup>2</sup>
Superheater heat transfer area	380	m <sup>2</sup>
Economizer heat transfer area	920	m <sup>2</sup>
Air preheater heat transfer area	1,260	m <sup>2</sup>
Combustion chamber volume	250	m <sup>3</sup>
Combustion chamber heat generation ratio	985	MJ/(m <sup>3</sup> ·h)
Fuel	Fuel oil	
Burner type	Rotary burner	
Drafting method	Forced draft	
Smokestack (top bore x height)	8 m x 80 m (common to 4 boilers)	
Control system	Main control : Electronic control system Air ratio control : Motor linkage system Water level control : Electronic control system	

b. フローシート

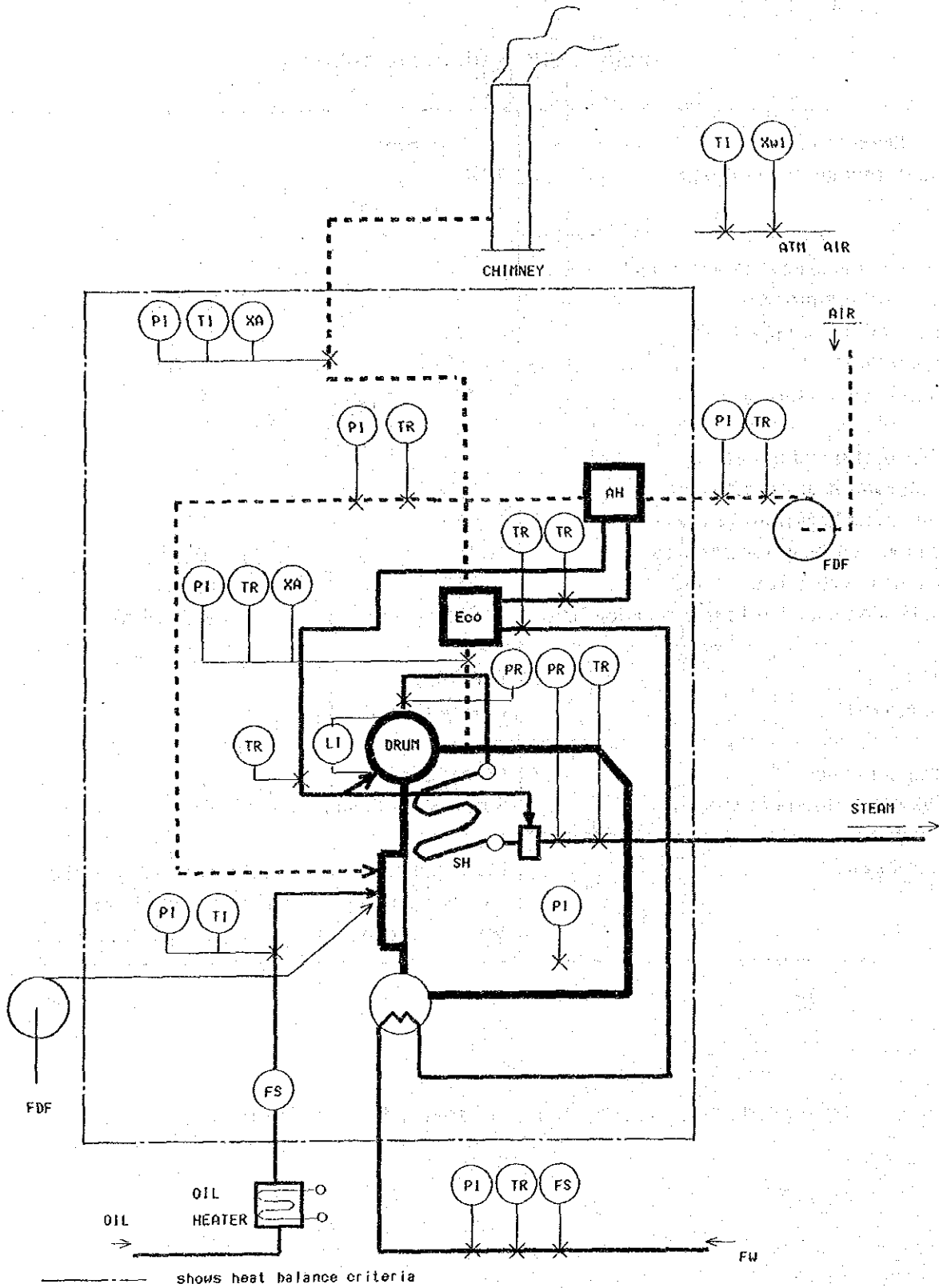


Figure 5.3.10 Boller flow sheet

## c. 測定結果

Table 5.3.19 Results of measurement

Test date and hour	August 28, 1991 (14:45~16:45)	
Weather and outdoor air temperature	Fine, dry bulb temperature 22°C, wet bulb temperature 17°C	
Load factor	59.2	%
Fuel	Fuel oil (F60/130, F90/160)	
Specific gravity	948.5 at 92°C	kg/m <sup>3</sup>
Working temperature	89.7	°C
Low calorific value	39.23	MJ/kg
Consumption (measured value)	4.07	m <sup>3</sup> /h
Consumption (calculated value)	3,867	kg/h
Feed water		
Water feed rate (measured value)	45,240	kg/h
Water feed rate (calculated value)	47,320	kg/h
Water feed rate per unit fuel	12.24	kg/kg
Lower drum inlet temperature	107.7	°C
Economizer inlet temperature	139.7	°C
Boiler inlet temperature	156.5	°C
Generated steam		
Boiler drum pressure	41.43	kg/cm <sup>2</sup> (G)
Superheater outlet pressure	39.10	kg/cm <sup>2</sup> (G)
Superheater outlet temperature	472.0	°C
Attemperator outlet temperature	423.0	°C
Combustion air		
Air flow per unit fuel	11.42	Nm <sup>3</sup> /kg
Air preheater inlet temperature	28.1	°C
Air preheater outlet temperature	180.6	°C
Air preheater outlet pressure	403	mmAq
Forced draft fan outlet temperature	28.1	°C
Forced draft fan outlet pressure	487	mmAq
Wind box pressure	335.7	mmAq
Air ratio (boiler furnace outlet)	1.097	

Table 5.3.19 Results of measurement (Cont'd)

Exhaust gases				
Exhaust gas flow per unit fuel	12.03			Nm <sup>3</sup> /kg
Internal pressure	50.7			mmAq
Boiler furnace outlet temperature	325.7 (343.9)			°C
Boiler furnace outlet pressure	32.7			mmAq
Economizer outlet temperature	176.4 (203.8)			°C
Economizer outlet pressure	-8.8			mmAq
Gas analysis	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO	
	13.81	2.01	0.06	%

注1；ヒートバランスに使用したデータはハイブリッドレコーダーによるデータをベースとし（外気乾球温度、湿球温度を除く）、給水量、燃料量は積算値、その他のデータは平均値を採用した。

注2；節炭器出口排ガス温度は左右測定値の平均値を示した。

注3；排ガス温度の（ ）内数値は水側のヒートバランスから算出した修正値を示した。

注4；ガス分析値はボイラ本体出口の測定値を節炭器出口の測定値とみなし、空気比等を算出した。

d. 熱勘定表

Table 5.3.20 Heat balance chart

Heat input			kJ/kg	%
①	Heating value of fuel	$H_1$	39,231	99.45
②	Sensible heat of fuel	$Q_1$	127	0.32
③	Sensible heat of air	$Q_2$	91	0.23
Total		$H_1+Q$	39,449	100.00
Effective heat output				
①	Heat absorbed by generated steam		34,455	87.34
	Heat absorbed by boiler furnace	$Q_b$	25,077	63.56
	Heat absorbed by economizer	$Q_{ec}$	2,485	6.30
	Heat absorbed by superheater	$Q_{sh}$	6,833	17.32
	Heat absorbed by lower drum	$Q_d$	1,665	4.22
	Heat discharged to air preheater	$Q_{ah}$	-1,603	-4.06
Sub total		$Q_s$	34,455	87.34
Heat loss				
①	Heat of exhaust gas (including water vapor)	$L_1$	2,561 (3,081)	6.49 (7.81)
②	Heat loss caused by incomplete combustion	$L_2$	81	0.21
③	Dispersed heat loss	$L_3$	315	0.80
④	Other heat losses	$L_4$	2,037 (1,517)	5.16 (3.85)
Sub total			4,994	12.66
Total			39,449	100.00
Boiler efficiency				%
①	Heat input/output method	$y_1 = \{Q_s / (H_1 + Q)\} \times 100$		87.34
②	Heat loss method	$y_2 = \{1 - (L_1 + L_2 + L_3) / (H_1 + Q)\} \times 100$		92.50

注； ( ) 内数字は排ガス温度として修正値を用いた場合を示す。

e. 計算 (熱勘定は燃料 1 kg 当たりで行う)

[入 熱]

① 燃料の発熱量 (HUNGALU 社分析値)

$$H_f = 39,231 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

② 燃料の顕熱

$$Q_1 = C_f \times (t_f - t_o) = 1.88 \times (89.7 - 22.0) \\ = 127 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

ここに、

$C_f$  ; 燃料の平均比熱 (一般に  $1.88 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ )

$t_f$  ; 加熱後の燃料の温度  $^\circ\text{C}$

$t_o$  ; 外気温度  $^\circ\text{C}$

③ 空気の顕熱

$$Q_2 = A \times C_a \times (t_a - t_o) \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$A = m \times A_o \times (1 + 1.61 \times z)$$

$$A_o = 2.957 \times (H_f - 4,605) / 10,000 = 2.957 \times (39,231 - 4,605) / 10,000 \\ = 10.24 \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$m = \frac{21}{21 - 79 \times \left( \frac{(\text{O}_2) - 0.5 \times (\text{CO})}{(\text{N}_2)} \right)} \\ = \frac{21}{21 - 79 \times \left( \frac{2.01 - 0.5 \times 0.06}{84.12} \right)} \\ = 1.097$$

$$A = 1.097 \times 10.24 \times (1 + 1.61 \times 0.0105) \\ = 11.42 \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$Q_2 = 11.42 \times 1.30 \times (28.1 - 22.0) \\ = 91 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

ここに、

$A$  ; 燃料 1 kg 当たりの空気量 (水蒸気を含む)  $\text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$

$C_a$  ; 空気の平均比熱 ( $1.30 \text{ kJ}/(\text{Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ )

$t_a$  ; 空気予熱器入口空気温度  $^\circ\text{C}$

$t_o$  ; 外気温度  $^\circ\text{C}$

$m$  ; 空気比

- $\phi$  ; 外気の絶対湿度 (乾燥空気 1 kg 当たり) kg/kg-Dry Air  
 $A_0$  ; 理論乾燥空気量 Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel  
 $(CO_2)$  ; 乾き燃焼排ガス中の CO<sub>2</sub> ガスの容積%  
 $(O_2)$  ; 乾き燃焼排ガス中の O<sub>2</sub> ガスの容積%  
 $(CO)$  ; 乾き燃焼排ガス中の CO ガスの容積%  
 $(N_2)$  ; 乾き燃焼排ガス中の N<sub>2</sub> ガスの容積%  
 $=100 - \{(CO_2) + (O_2) + (CO)\}$

注 1 ; 外気の絶対湿度の値「0.0105」は空気線図より求めた。

注 2 ;  $A_0$  の値は燃料組成不明のため、Boie の式より算出した。

[有効熱]

① 発生スチームの吸収した熱

$$Q_s = W_2 \times (h_2 - h_1) = 12.24 \times (3270 - 455)$$

$$= 34,455 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$W_2 = W_1 = W/F = 47,320/3,867$$

$$= 12.24 \quad \text{kg/kg-Fuel}$$

$$W = 45,240 \times 1.046$$

$$= 47,320 \quad \text{kg/h}$$

$$F = 4.07 \times 950.0$$

$$= 3,867 \quad \text{kg/h}$$

② ボイラ本体で吸収された熱

$$Q_b = (W_1 - W_3) \times (h_6 - h_5) = (12.24 - 0.50) \times (2,799 - 663)$$

$$= 25,077 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$W_3 = W_1 \times (h_7 - h_2) / (h_7 - h_5) = 12.24 \times (3,381 - 3,270) / (3,381 - 663)$$

$$= 0.50 \quad \text{kg/kg-Fuel}$$

③ 節炭器で吸収された熱

$$Q_{cc} = W_1 \times (h_4 - h_3) = 12.24 \times (794 - 591)$$

$$= 2,485 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

④ 過熱器で吸収された熱

$$Q_{sh} = (W_1 - W_3) \times (h_7 - h_6) = (12.24 - 0.50) \times (3,381 - 2,799)$$

$$= 6,833 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

⑤ 下ドラムで吸収された熱

$$Q_d = W_1 \times (h_3 - h_1) = 12.24 \times (591 - 455)$$



$$=1,665 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

⑥ 空気予熱器に放出した熱

$$Q_{a1} = W_1 \times (h_5 - h_4) = 12.24 \times (663 - 794) \\ = 1,603 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

ここに、

$W_1$  ; 燃料 1 kg 当たりの給水量  $\text{kg/kg-Fuel}$

$W_2$  ; 燃料 1 kg 当たりのアテンペレータ出口スチーム量  $\text{kg/kg-Fuel}$

$W_3$  ; 燃料 1 kg 当たりのアテンペレータスプレー量  $\text{kg/kg-Fuel}$

$W$  ; 1 時間当たりの給水量  $\text{kg/h}$

$F$  ; 1 時間当たりの燃料量  $\text{kg/h}$

$h_1$  ; 下ドラム入口の給水のエンタルピ 455  $\text{kJ/kg}$

$h_2$  ; アテンペレーター出口スチームのエンタルピ 3,270  $\text{kJ/kg}$

$h_3$  ; 節炭器入口の給水のエンタルピ 591  $\text{kJ/kg}$

$h_4$  ; 節炭器出口の給水のエンタルピ 794  $\text{kJ/kg}$

$h_5$  ; ボイラ入口の給水のエンタルピ 663  $\text{kJ/kg}$

$h_6$  ; 発生飽和スチームのエンタルピ 2,799  $\text{kJ/kg}$

$h_7$  ; 過熱器出口のスチームのエンタルピ 3,381  $\text{kJ/kg}$

1.046 ; 給水量測定オリフィスの密度補正係数

$$= (v_a / v)^{0.5} = (0.0011449 / 0.0010469)^{0.5}$$

$v_a$  ; オリフィスデータにおける給水の比容積  $\text{m}^3/\text{kg}$

$v$  ; データ測定時の温度における給水の比容積  $\text{m}^3/\text{kg}$

950.0 ; データ測定時の温度における重油の比重量

$$= d_t + 0.65 \times (t_m - t) = 948.5 + 0.65 \times (92.0 - 89.7)$$

$d$  ; データ測定時の温度における重油の比重量  $\text{kg/m}^3$

$d_t$  ; 既知の重油の比重量  $\text{kg/m}^3$

$t_m$  ; 既知の重油の比重を測定した時の温度  $^{\circ}\text{C}$

$t$  ; 測定時の重油温度  $^{\circ}\text{C}$

[熱損失]

① 排ガス (水蒸気を含む) の保有損失

$$L_1 = G \times C_p \times (t_g - t_0) \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$G = G_0 + G_w + (m - 1) \times A_0 + G_{w1} \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$G_1 = G_0 + G_w \quad \text{Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

$$= \{3.76 \times (H_1 - 4,605) / 10,000\} - 2.18$$

$$= \{3.76 \times (39,231 - 4,605) / 10,000\} - 2.18$$

$$= 10.84$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$G_{w1} = 1.61 \times z \times m \times A_0 = 1.61 \times 0.0105 \times 1.097 \times 10.24$$

$$= 0.19$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$G = 10.84 + (1.097 - 1) \times 10.24 + 0.19$$

$$= 12.02$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$L_1 = 12.02 \times 1.38 \times (176.4 - 22.0)$$

$$= 2,561$$

kJ/kg-Fuel

ここに、

$G$  ; 燃料 1 kg 当たりの実際排ガス量 (水蒸気を含む)

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$G_0$  ; 理論乾き排ガス量

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$G_w$  ; 燃焼によって生ずる水蒸気量

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$G_{w1}$  ; 燃焼用空気中の湿分による水蒸気量

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$G_1$  ; 発生した水蒸気を含む理論燃焼排ガス量

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$C_g$  ; 排ガスの平均比熱 (一般に 1.38 kJ / (Nm<sup>3</sup> · °C))

$t_g$  ; 節炭器出口の排ガス温度

°C

$t_0$  ; 外気温度

°C

$m, z, A_0$  ; 前に同じ

注 ;  $G_1$  の値は、燃料組成不明のため Boie の式より算出した。

## ② 不完全燃焼による損失

$$L_2 = 128 \times \{G_0 + (m - 1) \times A_0\} \text{ (CO)}$$

kJ/kg-Fuel

$$G_0 = G_1 - G_w$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$G_w = 1.244 \times (9h + w) / 100 = 1.244 \times 9 \times 11 / 100$$

$$= 1.23$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$G_0 = 10.84 - 1.23$$

$$= 9.61$$

Nm<sup>3</sup>/kg-Fuel

$$L_2 = 128 \times \{9.61 + (1.097 - 1) \times 10.24\} \times 0.06$$

$$= 81$$

kJ/kg-Fuel

ここに、

$h$  ; 燃料中の水素含有率 (重量%) (一般に 11%)

$w$  ; 燃料中の水分含有率 (重量%) (一般に 0%)

$G_0, m, A_0, (CO), G_1, G_w$  ; 前に同じ

③ 放散熱損失

$$L_3 = l_3 \times (H_h + Q) / 100 = 0.75 \times (41,718 + 218) / 100 \\ = 315 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$H_h = H_1 + 25.12 \times 9 \times h = 39,231 + 25.12 \times 9 \times 11 \\ = 41,718 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = 127 + 91 \\ = 218 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

ここに、

$l_3$  ; 放射熱損失率 (=0.75%)

$H_h$  ; 燃料の高発熱量  $\text{kJ/kg-Fuel}$

$Q, Q_1, Q_2$  ; 前に同じ

④ その他の熱損失

$$L_4 = H_1 + Q_1 + Q_2 - (Q_3 + L_1 + L_2 + L_3) \\ = 39,231 + 127 + 91 - (34,455 + 2,561 + 81 + 315) \\ = 2,037 \quad \text{kJ/kg-Fuel}$$

f. 考察

- ① 性能テスト期間中の負荷変動は少なく、給水量瞬時値の最大は47.48 t/h、最小は41.78 t/hであり、安定していた。
- ② 熱勘定計算の結果、負荷率59.2%で入出熱法によるボイラ効率は87.34%を示し、高効率を維持している
- ③ 熱勘定表中、「その他の熱損失」が若干大きい。その原因としては下記のものが考えられる。
  - a) 「排ガスの保有熱損失」は、節炭器出口ダクト左右から測定した排ガス温度平均値(176.4℃)から求めたが、若干低めに測定されたのではないかと考えられる。水系のヒートバランスからエコノマイザ出口排ガス温度を求めると203.8℃となる。( )内にはこの値を基に、排ガス比熱を1.41 kJ/(Nm<sup>3</sup>・℃)として求めた「排ガスの保有熱損失」、「その他の熱損失」を示した。
  - b) データ測定時は、ボイラの連続ブロー弁を閉弁したが、若干の漏洩があった。そのブロー量を給水量の1%と仮定すると、「ブローによる損失」は121 kJ/kg-Fuel (0.3%)となる。

④ ボイラ特性

ハイブリッドレコーダによるデータから下記のボイラ特性が得られた。

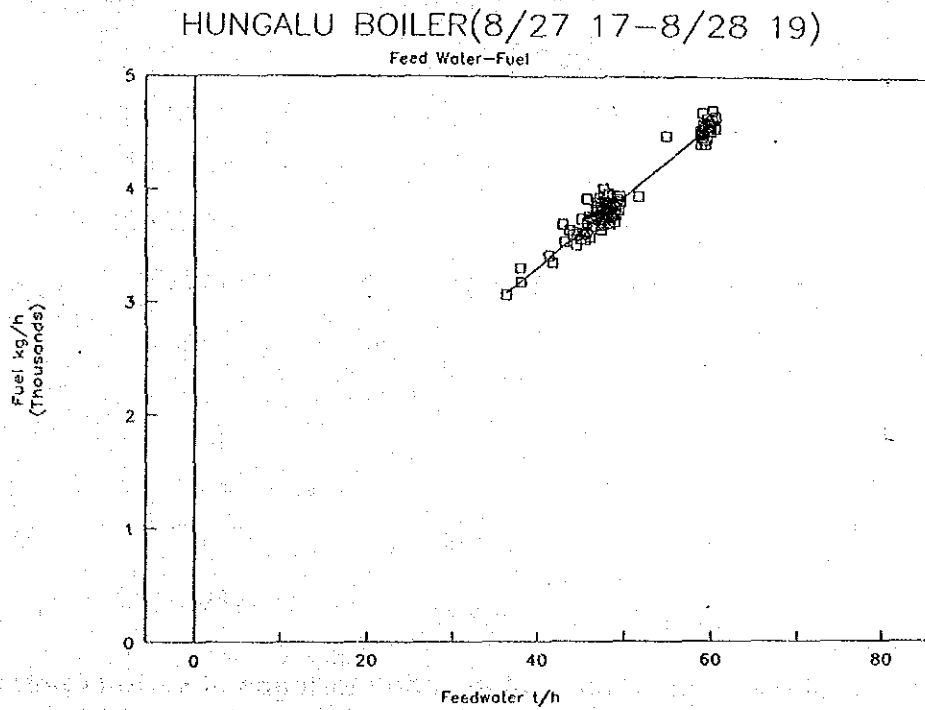


Figure 5.3.11 Feed water flow rate/fuel flow rate characteristics

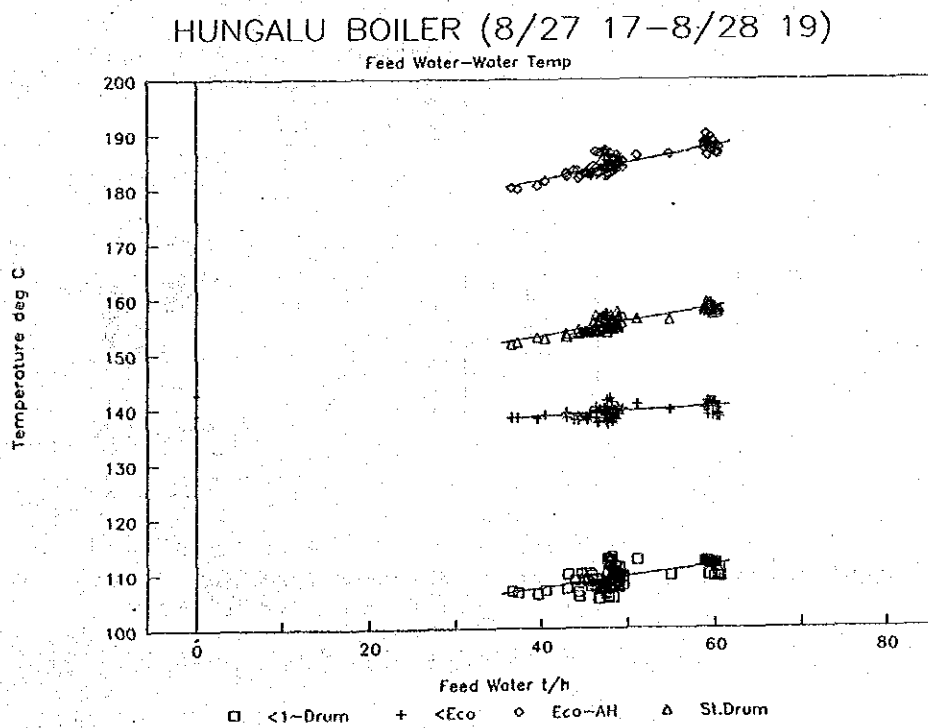
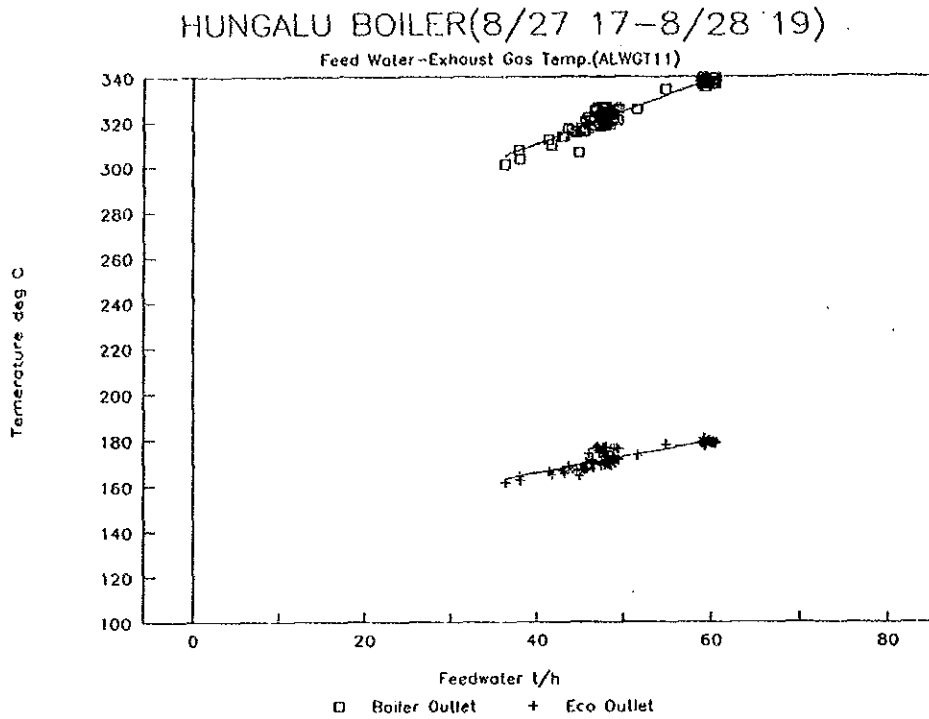
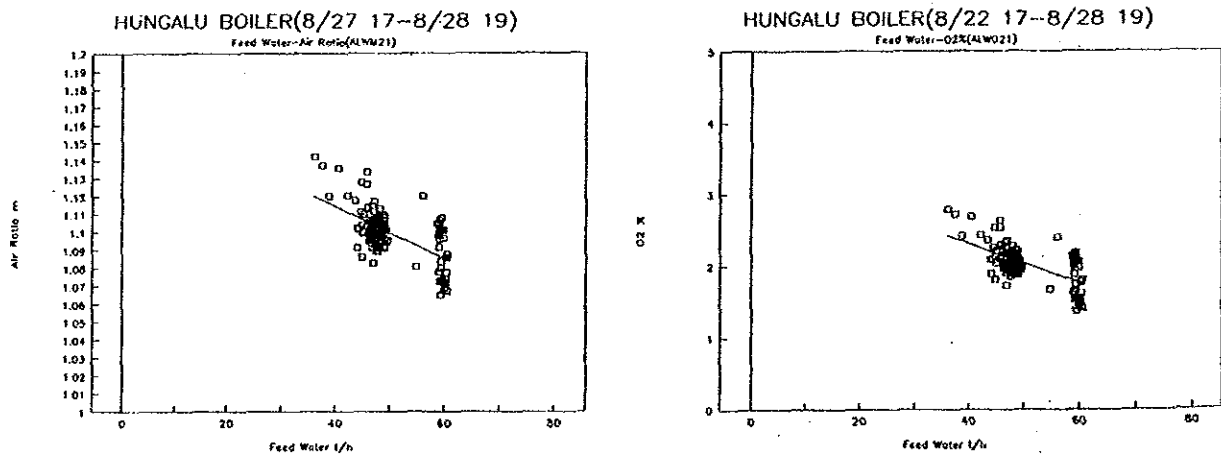


Figure 5.3.12 Feed water temperature - load characteristics at various points



**Figure 5.3.13 Exhaust gas temperature - load characteristics at various points**



**Figure 5.3.14 O<sub>2</sub>%, air ratio - load characteristics**

c) ボイラに関する改善点とその効果

a. 空気予熱器入り空気の子熱

このボイラでは燃焼用空気の子熱をエコノマイザー出口の給水と熱交換することによって行っているが、押し込み通風機には余力があり、ダンパを絞っている状況なので、外部熱源による空気予熱を附加することができる。空気予熱により給水から奪う熱も減少し、燃料の節減を図ることができる。

① 燃料節減率

空気予熱による燃料節減率は次式により与えられる。

$$S = \frac{P}{F - Q + P} \times 100$$

ここで、

S	: 燃料節減率	%
P	: 予熱空気を持ち込む熱量	kJ/kg-Fuel
F	: 燃料の発熱量	kJ/kg-Fuel
Q	: 燃焼ガスの持ち去る熱量	kJ/kg-Fuel

熱勘定時の条件で、空気温度を10℃高めた場合の効果を試算すると次のようになる。

P	= 11.42 × 1.30 × 10 = 148	kJ/kg-Fuel
F	= 39,231	kJ/kg-Fuel
Q	= 2,561	kJ/kg-Fuel

$$S = \frac{148}{39231 - 2561 + 148} \times 100 = 0.4\%$$

燃料節減量

$$3,867 \text{ kg/h} \times 8,760 \text{ h/y} \times 0.004 = 135.5 \text{ t/y}$$

節減額

$$135.5 \text{ t/y} \times 10,000 \text{ Ft/t} = 1,355,000 \text{ Ft/y}$$

燃焼空気を予熱する方法としては、

- FDFの吸入口をボイラ上部の高温部に設ける方法
- FDFと空気予熱器の間に未回収の60~90℃レベルのコンデンセート又は、低圧スチームを熱源とする熱交換器を設置する方法

とがあるが、前者の場合はほとんど設備費を要せず、10℃程度温度を高めることができる。

## ② 留意事項

- a) ダクト及び熱交換器の増加抵抗はFDFの揚程の余裕内に収めること。調査時、吸入ベーン開度が36%であったことからかなりの余裕があると判断される。
- b) FDF 駆動モータの動力の余裕内に収めること。
- c) 予熱により燃焼空気温度が上昇すると、バーナレジスタの通過速度が変化する。最終的には既存の空気予熱器でボイラ給水による予熱が行われるので、あまり大きな変化はないが、流量の過渡的変動に備えて加熱給水ラインに温度調節弁を設置し、燃焼空気温度の調節を行ったほうがよい。

### b. 不完全燃焼ガスによる熱損失

性能テスト期間中のデータによると、平均0.06%のCOガスの発生が見られる。下記に述べる対策が有効である。

- ① 空気比の再調整；排ガス損失の面から過大な空気比は避けるべきであるが、部分負荷時、負荷変化時における空気の絞り過ぎを再チェックする。
- ② ボイラ主制御器のゲインの再調整；負荷変動時、燃料量の変動に対し空気量は容量遅れ特性を持っている。そのため、急激に燃料量を増加させると一時的に空気が不足し、燃焼不良を起こす。ボイラ主制御器のゲイン、特にD動作の再調整が必要となる。
- ③ 火炎形状の再調整；燃焼室内において、バーナ火炎がボイラ伝熱面と接触した場合には未燃ガスが発生する。バーナカップの位置調整等火炎形状の再調整を必要とする。完全燃焼により、COの発生を防止した場合の効果は次の通りである。(前提条件は前と同じ)

#### 燃料削減量

$$81 \text{ kJ/kg} \cdot \text{Fuel} \times 3,867 \text{ kg} \cdot \text{Fuel} / \text{h} \times 8,760 \text{ h} / \text{y} / 39,231 \\ = 69.9 \text{ t/y}$$

#### 削減燃料費

$$69.9 \text{ t/y} \times 10,000 \text{ Ft/t} \\ = 699,000 \text{ Ft/y}$$

### c. スートプロの操作間隔の短縮

現在、スートプロの操作間隔は2日に1回と定められている。当ボイラの燃料は発熱量から判断してかなりの重質油であり、燃料中の残留炭素、灰分の含有率は比較的高いと思われる。これらは何れもいわゆる煤成分としてボイラ伝熱面の外部汚損の原因となるので、スートプロの操作間隔はもっと短縮したい。スートプロの操作前後でエコノマイザ出口ガス温度が10℃以上変化するようならばスートプロは有効と考えてよい。

当ボイラのテスト時の負荷で、排ガス温度10℃の上昇はボイラ効率0.43%の低下に相当する。

仮に、その他の前提条件は前と同じとして、

- ① スートブロの操作間隔が2日に1回の場合の平均排ガス温度は204℃
  - ② スートブロの操作間隔が4時間に1回の場合の平均排ガス温度は194℃
- となった場合、燃料節減効果は次の通りになる。

排ガスの保有損失

$$\textcircled{1} L_{11} = 12.02 \times 1.38 \times (204 - 22) = 3019 \text{ kJ/kg-Fuel}$$

$$\textcircled{2} L_{12} = 12.02 \times 1.38 \times (194 - 22) = 2853 \text{ kJ/kg-Fuel}$$

燃料削減率

$$1 - \frac{39231 - 3019}{39231 - 2853} = 0.0045$$

燃料削減量

$$3,867 \text{ kg/h} \times 8,760 \text{ h/y} \times 0.0045 = 152.4 \text{ t/y}$$

燃料節減額

$$152.4 \text{ t/y} \times 10,000 \text{ Ft/t} = 1,524,000 \text{ Ft/y}$$

なお、日本においては重質油燃焼ボイラのスートブロの操作間隔は4時間に1回とする場合が多い。

#### d. ボイラのデータによる管理

ボイラの安全運転、経済運転を行うためには、精度の高い計測データ及びこれを基に計算した判断指標による的確な判断が要求される。ボイラの負荷特性の一例を先に示したが、こうして得られた標準特性と日常データとの対比がボイラのコンピュータ管理への第一歩となる。そのために、整備作業標準を作成し、それに基づいて自動制御機器、計測機器を常に整備しておくことが基本的に必要である。

当ボイラは作業環境およびデータの管理が比較的良く行われている。

### (6) 電気使用設備

#### A) 工場電気設備の概要

Figure 5.3.3の電力単線結線図で見られるように、120 kVで受電し、25,000 kVAの変圧器で10kVにステップダウンして工場内に配電している。契約電力量は9,000 kWである。また、9,400 kVAの自家発電機を2基備えている。

受電線は常備、予備とも全く同じの2回線から成り、工場負荷側の電気室は受電側と自家発電側のいずれからも電力を受けられるようになっている。



主な負荷設備を Table 5.3.21 に示す。各ポンプやブロワのバルブやダンパは遠隔制御で  
 きるようになっている。

Table 5.3.21 Principal load equipment

Workshop name	Application of machine	Motor type	Control /starting mode	Nominal Power kW	I <sub>n</sub> current A	P <sub>f</sub> cos θ <sub>1</sub>	Power kW	Cable mm <sup>2</sup>	Specific reslat. Ω/km	Cable length m	Loss 3 I <sub>r</sub> <sup>2</sup> r kW
Digestion	1. Slurry pump	IM	No Y/Δ	100	122	0.82	67	Al 185	0.1643	75	0.516
	2. Slurry pump	DC M	Voltage control	320	440	0.95	220	Al 240×3	0.1271	93	1.525
Precipitation	3. NaAl pump	IM	Cascade Auto	132	173	0.85	105	Al 185	0.1643	90	1.327
Sedimentation	4. Hot NaAl pump	IM	(40%) Cascade Auto	160	188	0.75	99	Al 240	0.1271	60	0.809
Precipitation	5. Filtered NaOH pump	IM	No Y/Δ	100	125	0.85	71	Al 185	0.1643	52	0.400
	6. Little vacuum pump	IM	No Y/Δ	95	160	0.72	78	Al 240	0.1271	45	0.439
	7. Little vacuum pump	IM	No Y/Δ	95	188	0.75	94	Al 240	0.1271	57	0.768
Calcination	8. Compressor	IM	Direct	75	74	0.7	34	Al 120	0.2525	30	0.124
	9. Compressor	IM	Direct	75	68	0.66	30	Al 120	0.2525	25	0.088
	10. Little vacuum pump	IM	Y/Δ	90	135	0.73	63	Al 185	0.1643	50	0.449
	11. Compressor	IM	Direct	140	300	0.78	147	Al 185	0.1643	45	0.998
	12. Compressor	IM	Direct	140	305	0.78	157	185	0.1643	55	1.261
Sedimentation	13. Water pump	IM	Y/Δ	132	158	0.83	87	140	0.1271	75	0.714
	14. Water pump	IM	Y/Δ	132	146	0.82	78	95×2	0.3189	20	0.204
	15. Red mud pump	IM	Cascade	200	235	0.42	49	240×2	0.1271	40	0.305
	16. Red mud pump	IM	Cascade	200	220	0.35	48	240×2	0.1271	30	0.277
Precipitation	17. Water pump	IM	Y/Δ	160	240	0.86	130	240	0.1271	65	1.428
	18. Recycled NaOH pump	IM	Y/Δ	100	174	0.91	102	240	0.1271	60	0.693
Sedimentation	19. Flour slurry pump	IM	YΔ	100	70	0.65	29	240	0.1271	85	0.159
	20. Back NaOH pump	IM	Y/Δ	132	222	0.85	120	240	0.1271	65	1.221

Total 12.707

## B) 改善対策とその効果

### a. ロータリキルン排ガスブロワの風量制御

Table 5.3.22 に、ロータリキルン排ガスブロワの電力測定結果を示す。

**Table 5.3.22 Results of measurement of electric power with rotary kiln exhaust gas blower**

Measuring Time	Active Power	Apparent Power	Reactive Power	Power Factor
16 h 35 m	301.4 kW	353.6 kVA	184.5 kvar	0.853

Motor Capacity: 350 kW

ブロワダンパ開度は30%であり、風量は最大風量の55%に、モーター入力は最大値の約86%になる。

したがって、モーター入力の最大値は 350.5 kW になる。

$$301.4/0.86=350.5$$

ブロワの軸動力は風量と圧力の積に比例する。また、一般的に管路の抵抗は風量の2乗に比例するから、軸動力は風量の3乗に比例することになる。したがって、風量が55%の時は、理想的には軸動力は17%でよい筈である。

$$350.5 \times 0.553 = 58.3 \text{ kW}$$

ロータリキルンのヒートバランスから推定される排ガス量から推定される所要動力量も、効率を65%とすると同様の値になる。

$$1,000 \text{ Nm}^3/\text{min} \times (273+150) / 273 \times 150 \text{ mmAq} / 6,120 / 0.65 = 58.4 \text{ kW}$$

現状の 301.4 kW との差はダンパの絞りにより発生する損失である。この損失を解消する方法には次のような方法がある。

#### 風量の変動が少ない場合

羽根車の外径を減らす (風量低下20%程度まで)

小容量ブロワに交換する

多段ブロワの段数を減らす

風量は回転数に比例するので、プーリーやギアの変更により回転数を減らす

#### 風量の変動が大きい場合

可変速モーターにより回転数を変化させる。

測定期間中の風量変化は±15%程度であったことと、現状のような異常な減産から回復

した場合のことを考えると、ギア比の変更による方法が最も経済的と見られる。

#### 電力削減可能量

余裕をみて70%まで回転数を低下させるとする。

$$(301.4 - 350.5 \times 0.7^3) \text{ kW} \times 8,760 \text{ h/y} = 1,587,100 \text{ kWh/y}$$

#### 電力料節減額

$$1,587,100 \text{ kWh/y} \times 3.5 \text{ Ft/kWh} = 5,555,000 \text{ Ft/y}$$

回転数の変更により流体継手を用いる場合、改造費用は日本の例では2,800千円(1,400,000 Ft相当)と見積もられるので、減産が長期にわたる場合は検討されたい。

なお、回転数の低下にともなって、吐出圧が回転数の2乗に比例して下がるので、減量運転時に必要な吐出圧の確認をしておく必要がある。

#### b. 力率改善

一般にモーターの負荷が軽く、したがって力率が低い。なかでも沈降工程の赤泥ポンプモーターの負荷が低く、力率は50%以下になっている。工場手持ちの遊休モーターを調査し、適正容量のモーターと交換するとよい。

Table 5.3.21には、実際の負荷に対応した電流値を用いて、モーターまでのケーブルの抵抗による電力損失を計算した結果も併記した。20台のモーターに対する電力損失の合計は12.7 kWである。

ケーブル損失の多いモーターについては、モーターに並列にコンデンサを接続するとよい。必要なコンデンサならびに直列リアクトルの容量は次式による。

$$C = P \times \frac{\sqrt{(1 - \cos^2 \theta)}}{\cos \theta} \text{ kvar}$$

$$L = C \times 0.06 \text{ kvar}$$

モーターにコンデンサを接続すると、皮相電流の減少により工場内ケーブル損失を減らすことができる。さらに、モーターの運転に応じてコンデンサが開閉されるので、進み力率になるおそれもない。

ただし、現有設備を改造するのはあまり経済性がよくないので、今後モーター更新等の機会に検討されたい。

#### c. コンプレッサ

工場内には多数のエアコンプレッサがある。今回は、各機の調査ができなかったが、使用機器が必要とする空気圧に対してコンプレッサの吐出圧が高過ぎないかを調査し、段階的に圧力低下を図るとよい。1 bar 圧力を下げることにより、約4%の電力を節減できる。さらに、工場休止時に末端のバルブを閉止し、配管内の圧力低下の状況や漏洩音によって、

漏洩の有無、漏洩箇所の確認を行って補修するとよい。圧縮空気の漏洩が予想以上に多量だといふ場合が多い。



## 5. 4 セメント工場



## 5.4 セメント工場の調査結果

### 5.4.1 工場の概要

- (1) 会社名・工場名 : Beremendi Cement és Mé szipari RT.  
(2) 業 種 : Cement  
(3) 主要製品名および生産能力  
    主要製品 : Cement 350-20,Lime  
    生産能力 : Clinker 910,000 t/y  
(4) 従業員数 : 850  
(5) 工場所在地 : H-7827 Beremend Pf.20  
(6) 工場の沿革

会社は1910年に発足し、現在地とは別の箇所でセメント生産を続けていた。1973年に、現在地に Suspension Preheater 付きの新設備を建設し、1981年には旧設備を撤去するとともに、石灰焼成設備を新設した。

工場はユーゴスラビアとの国境近くに立地し、南部ハンガリーとユーゴスラビアを市場にしている。

石灰鉱山は4.5kmほど離れた所にあり、150万 t/y の石灰石と35万 t/y の粘土を、専用道路を使ってダンプカーでピストン輸送をしている。鉱山は国の所有で、18~20年分の埋蔵量がある。

1984年にコンピューターを導入し、原料配分計算を行わせるとともに、操業の状況をすべて中央制御室に集めて一元的に管理できるようになっている。

1988年11月に国営から株式会社へ変更された。資本金20-25億Ftのうち1/3の株式はドイツの Heidelberg Zement 社が取得しており、1991年11月にはこの比率が80%まで高められる予定となっている。残りの株式は国の持ち株組織が保有している。

- (7) 調査期間 : 1991.9.2-9.6

### (8) 調査員

氏 名	担 当
井 口 光 雄	団長
中 川 暉 雄	副団長、計測技術
大 西 利 夫	セメントプロセス



野田敏夫 熱管理技術  
 大嶋哲夫 熱管理技術  
 白井千雄 電気管理技術

AEEF Member  
 Mr. János Becz Team Leader  
 Mr. Ferenc Pardavi Electrical Engineer  
 Mr. Kornél Jonás Mechanical Engineer  
 Mr. Endre Slenker Electrical & Measurement Engineer  
 Mr. László Szabó Instrument Engineer

MVMT Member  
 Mr. Lajos Ropolyi Mechanical Engineer  
 Mr. Balács Csovics

(9) 面接者

Dip. Ing. Lajos Katona Technical Director  
 Mr. Dezső Varga Chief Energy Engineer  
 Mr. József Alföldi Chief Engineer

(10) 生産量推移 (Table 5.4.1)

Name of Product	unit	1986	1987	1988	1989	1990
Clinker	1,000 t	625.8	719.7	787.1	738.4	767.5
Cement	1,000 t	747.8	836.8	852.9	794.2	898.9

(11) エネルギー消費量推移 (Table 5.4.2)

	unit	1986	1987	1988	1989	1990
Fuel Oil	kl	49,939	56,470	57,189	57,603	62,057
Tyre	t	99	95	82	94	65
Power	GWh	87.7	99.8	100.2	96.2	106.2
Water	1,000 t	9,774	10,785	9,757	10,877	7,823

(12) エネルギー消費原単位 (Table 5.4.3)

	unit	1986	1987	1988	1989	1990
No.1 Kiln	kJ/kg-cl	3,820	3,750	3,617	3,727	3,687
No.2 Kiln	kJ/kg-cl	3,623	3,553	3,470	3,528	3,526
Raw Mill	kWh/t-fd	26.00	26.68	24.69	26.88	26.00
Clinker	kWh/t-cl	21.26	21.69	21.11	21.93	28.40
Cement	kWh/t-cm	28.65	30.95	28.32	25.93	29.50

(13) 稼働時間 (Table 5.4.4)

	unit	1986	1987	1988	1989	1990
Clinker	h	5,667	5,723	6,231	6,374	6,772
Cement	h	4,879	6,340	6,342	5,730	5,810

対策検討基準稼働時間

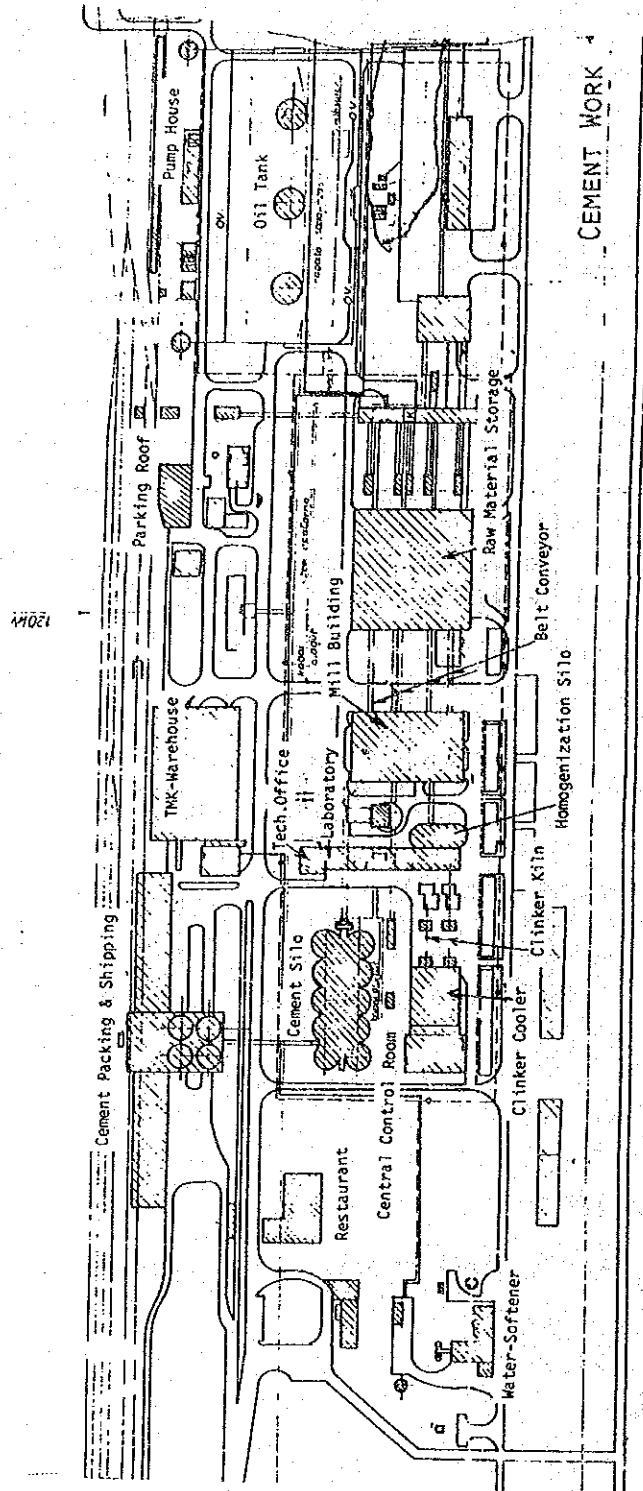
$$24 \text{ hours/day} \times 283 \text{ days/year} = 6,780 \text{ hours/year}$$

(14) エネルギー価格

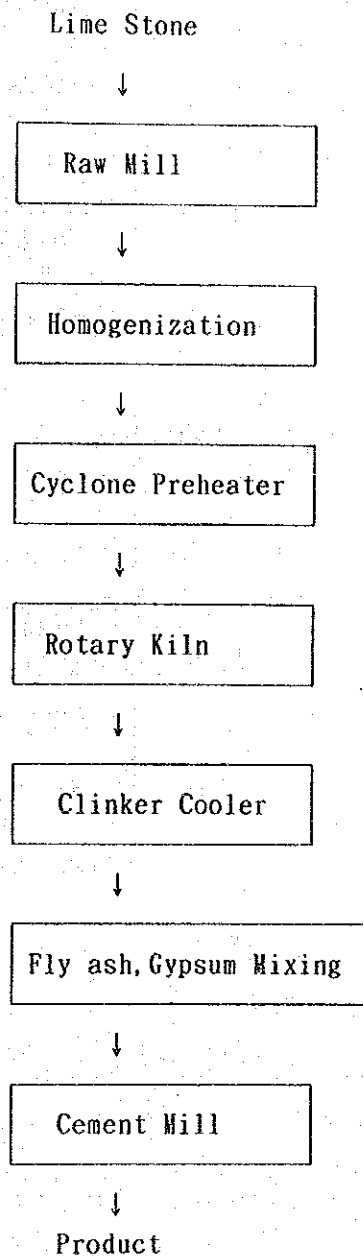
燃料油 7,040 Ft/t

電力 3.60 Ft/kWh

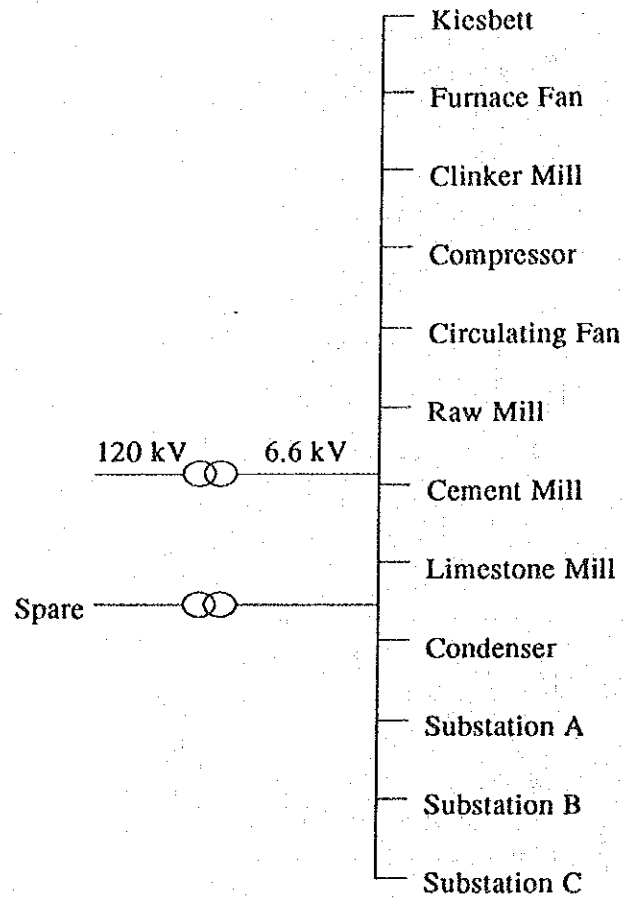
(15) 工場配置図 (Figure 5.4.1)



(16) 製造工程図 (Figure 5.4.2)



(17) 電力単線結線図 (Figure 5.4.3)



(18) 主要設備の概要

Name	Number	Specifcation
Raw Mill	2	Ball Mill: 4.2 m $\phi$ $\times$ 9 mL, 140 t/h, 1,400 kW $\times$ 2, KHD Hammer Mill: 330 kW, KHD
Rotary Kiln	2	4.4m $\phi$ $\times$ 65mL, 1,500 t/d, 147 kW, 1.85 rpm, KHD Exhaust Gas Fan: 3,900 m <sup>3</sup> /min, 700 kW, KHD
Cement Mill	3	4 m $\phi$ $\times$ 12 mL, 150 t/h, 1,400 kW $\times$ 2, ZAB-DOR

## 5.4.2 エネルギー管理の状況

### (1) 省エネルギー目標の設定

当工場ではこれまでに、コンピュータによる工程制御の導入、測定システムの改善、代替燃料としてのタイヤの使用、空気分配装置の改良によるサイロ用圧縮空気量節減、粉砕機に分級器改良などの設備対策を進めてきている。最近5年間の実績をみると、焼成原単位は約3%低減しているが、電力原単位はほぼ横這いになっている。

現在、民営移行の過程にあるため、省エネルギー目標は設定されていない。民営化された場合は、先ず企業としての長期計画が策定されることになるが、その際はエネルギーについても明確な改善目標を設定すべきである。

できるだけ多くの従業員を省エネルギー活動に参画させてその能力を最大限に活用するためには、企業のトップが全従業員に省エネルギーは経営上重要な意味があり、全社的に取り組むべき事項であることを訴えるとともに、具体的な目標を示してその達成への協力を呼びかけることが先ず必要である。企業の方針が明確に示され、これに基づいて各職場毎の目標値が設定されて、はじめて従業員は問題意識を持って、自らの関係する作業や設備の問題点を探り、設備導入検討、技術開発、操業改善を含めた全社的な改善活動が展開されることになる。

### (2) 組織的活動

エネルギー管理の業務は資材・エネルギー部門が担当している。省エネルギー活動の進め方は全社的な運動という形はとらず、この部門のスタッフがそれぞれテーマを決めて改善を進めるというスタッフ主導型の形をとっている。この方式では、とかく設備対策に偏りがちであり、従業員全体の能力を十分活用することができないので、今後は運転部門、設備部門も含め、さらにスタッフのみでなく運転員まで含めた全社的な活動形態にすることが望ましい。

省エネルギー活動の全社的な展開を図るには、各部門間でエネルギー消費状況やその問題点について共通の認識を持つようにすることが大切である。当工場では毎月工場長および幹部が出席して行われる生産会議の席上で、エネルギー消費状況が検討されるようになっている。

### (3) データによる管理

エネルギーの消費実績を把握し、計画と対比し、異常がある場合は原因を究明して処置を施すことが基本的に必要である。エネルギー消費上の問題点や省エネルギー対策の効果は

データの解析によって、初めて明らかになるもので、工場の実績データはエネルギー原単位改善のための貴重な情報源であるといえる。

当工場では中央制御室において全工程の運転制御が行われており、焼成工程や粉砕工程については毎日エネルギー消費量が測定され、コンピュータで処理されている。コンピュータには1972年以降の操業データがすべて記録されている。

エネルギー消費状況を運転員に知らせることは自発的な省エネルギー活動につながるの望ましいことであるが、中央制御室の操作員は随時、エネルギー消費状況をチェックできるようになっている。

エネルギー管理の強化には品質管理、設備管理を含めた全般的な管理水準のレベルアップが必須である。セメントの場合も安定した品質の製品を安定的に製造することはエネルギー原単位の改善にもつながる。

当工場では45名とかなり多数の検査要員を擁し、主に製品品質のチェックが行われている。しかし、原料については入荷時にインボイスをチェックするのみで、独自の検査は行っていない。従って、管理の方法は製品分析の結果をみて原料を調整するという Feedback 方式となり、セメントのような大容量の装置では Time Lag が極めて大きく、良好な管理は望めない。

品質管理の水準を高めるためには、原料の品質を管理し、この数値と操業条件から予測される製品品質と実績値を対比するという Feed Forward 制御を実施するのがよい。予測値と実績値に差が生じた時は、原料管理方法、諸工程の設定標準値、あるいは予測手法に問題があったか、何らかの原因で標準値からのズレが発生しているためであるから、工程別にその原因を追求し、修正処置をとるようにする。このような一連の行為が品質管理の基本であり（マニュアル参照）、その繰り返しにより品質管理水準の向上が図れる。

#### (4) 従業員に対する教育

従業員の自発的な活動を促すためには十分な情報の提供が不可欠である。エネルギー価格の動向、製造コストに占めるエネルギー費のウエイト、他工場での成功事例などの情報を提供して動機付けを図るとともに、研修、マニュアル配布等により基本技術を教育し全従業員の資質の向上を図る必要がある。

当工場ではエンジニアについては外国企業へ派遣して訓練を受けさせたり、エネルギー管理局（AEEF）の実施する研修会に出席させたりして教育を行っている。

運転員についても、ボイラや変圧器の取扱いなど基礎技術についての教育コースに参加させるなどの教育を実施している。

また、この業界では不定期ながら同業社間の情報交換の会議が開催されており、改善のための刺激を与えるのに役立っている。

(5) 設備管理

燃料配管系はよく整備され、油洩れが発生した場合も速やかに処置されていたが、粉碎工程や包装工程では粉塵発生が甚だしく、また圧空洩れも多くみられた。粉塵となった原料・製品や圧空はすでにエネルギー消費してつくられたものであり、これらの損失を防ぐことは環境改善のみならず省エネルギーの点からも大切なことである。

その他ではサスペンション・プリヒーターの一部に保温の脱落が見られたが、全般的には保温状態はよかった。

5.4.3 セメント試料試験結果

(1) セメント種類：350-20

(2) 試料採取期間：91年9月5日10時から6日9時の1時間毎に試料を採取して平均

(3) 試料：一般分析 クリンカとセメント、  
 ；粒度分析 No.1 Millの2基のエア・セパレータの  
 供給原料、細粉、戻り粉

(4) 一般分析

a. 化学分析 (セメント) (%)

Table 5.4.5 Chemical analysis

Ignition Loss	Insoluble matter	Free-CaO	Cl
1.2	11.4	0.5	0.002

SiO <sub>2</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	CaO	MgO	SO <sub>3</sub>	Na <sub>2</sub> O	K <sub>2</sub> O	Total
18.5	5.0	3.1	56.7	0.8	1.9	0.36	0.64	99.60



b. 物理試験 (セメント、モルタル)

Table 5.4.6 Physical testing

Specific Gravity	3.02	g/cm <sup>3</sup>	
Specific Surface	2,400	cm <sup>2</sup> /g-Blaine	
Setting (Water = 26.3%)	initial	2h 54 min	
	final	4h 20 min	
Flow	225	mm	
Strength (kgf/cm <sup>2</sup> )	3	7	28 [days]
Compressive	86	113	187
Bending	24	32	45

d. 試験結果の考察

- (1) この試料は不溶解分%から判断して、JIS (日本工業規格) におけるタイプBに似たフライアッシュ・セメントと見られる。free CaOと塩素は十分に少ないので、その点では良好なセメントである。

[参考] Japanese Industrial Standard: JIS R-5213 (1979年), Fly Ash Cement

Table 5.4.7 JIS R-5213 (1979), Fly ash cement

Type		A	B	C
Fly Ash	(wt %)	5 - 10	10 - 20	20 - 30
Specific Surface Area	(cm <sup>2</sup> /g)	>2,500	>2,500	>2,500
Setting	Initial (min)	>60	>60	>60
	Final (hr)	<10	<10	<10
Stability		good	good	good
Compressive Strength (kgf/cm <sup>2</sup> )	3 days	>70	>60	>50
	7 days	>150	>120	>100
	28 days	>300	>260	>210
MgO	(%)	<5	<5	<5
PO <sub>3</sub>	(%)	<3	<3	<3
Ignition Loss	(%)	<3	—	—

- (2) しかし、圧縮強度と曲げ強度は Table 5.4.7 の JIS や Table 5.4.8 に示す日本のフライアッシュセメントの実績値と比べると相当低い。

Table 5.4.8 Test results of various cement products on the market

Japan Cement Association (1988)

	Chemical analysis			Physical property										Hydraulic heat (cal/g)		
	lg. loss	MgO	SO <sub>3</sub>	Spec. gravity	Granulometry		Setting				Compr. strength (kgf/cm <sup>2</sup> )			Bend. strength (kgf/cm <sup>2</sup> )		
					Spec. Surface (cm <sup>2</sup> /g)	St. sieve R-90 μ(%)	Initial (h-m)	Final (h-m)	Stability	Flow	3d	7d	28d	3d	7d	28d
Ordinary Portland Cement	1.1	1.6	1.9	3.16	3,370	0.6	2-29	3-27	good	253	156	264	434	38	54	78
High-Early Portland Cement	1.0	1.5	3.0	3.14	4,460	0.1	2-08	3-01	good	247	268 <sup>*1</sup>	363	479	56 <sup>*1</sup>	69	84
Medium-Heat Portland Cement	0.6	1.1	1.9	3.22	3,200	0.5	4-07	5-22	good	252	96	150	350	27	37	63
Sulphate-Resistant Portland Cement	0.5	1.0	1.9	3.21	3,300	0.6	3-39	5-06	good	255	140	213	335	34	46	65
Blast-furnace Slag Cement A	1.2	3.2	1.8	3.09	3,940	0.5	2-22	3-18	good	252	142	229	412	34	49	70
B	1.2	3.6	1.9	3.04	3,980	0.5	3-08	4-19	good	250	123	207	419	31	44	73
C	1.2	5.2	2.0	2.91	3,790	0.5	4-02	5-34	good	251	71	160	366	21	34	71
Pozzolan Cement A	0.7	1.3	1.9	3.11	3,480	0.9	2-40	3-30	good	250	142	237	382	30	48	67
Fly Ash Cement A	0.7	1.1	1.7	3.07	3,200	1.6	2-37	3-32	good	276	112	205	357	27	42	66
B	1.1	1.5	1.8	2.98	3,430	0.8	3-01	4-12	good	258	126	206	360	32	48	69
C	1.1	1.1	1.5	2.83	3,100	2.3	5-28	7-04	good	269	88	163	279	25	38	56

Note: \*1 1 day values of this case, 149 for Compr. S. and 38 of Bend. S.

\*2 C3A of this case, 4%

\*3 C3S of this case, 44%

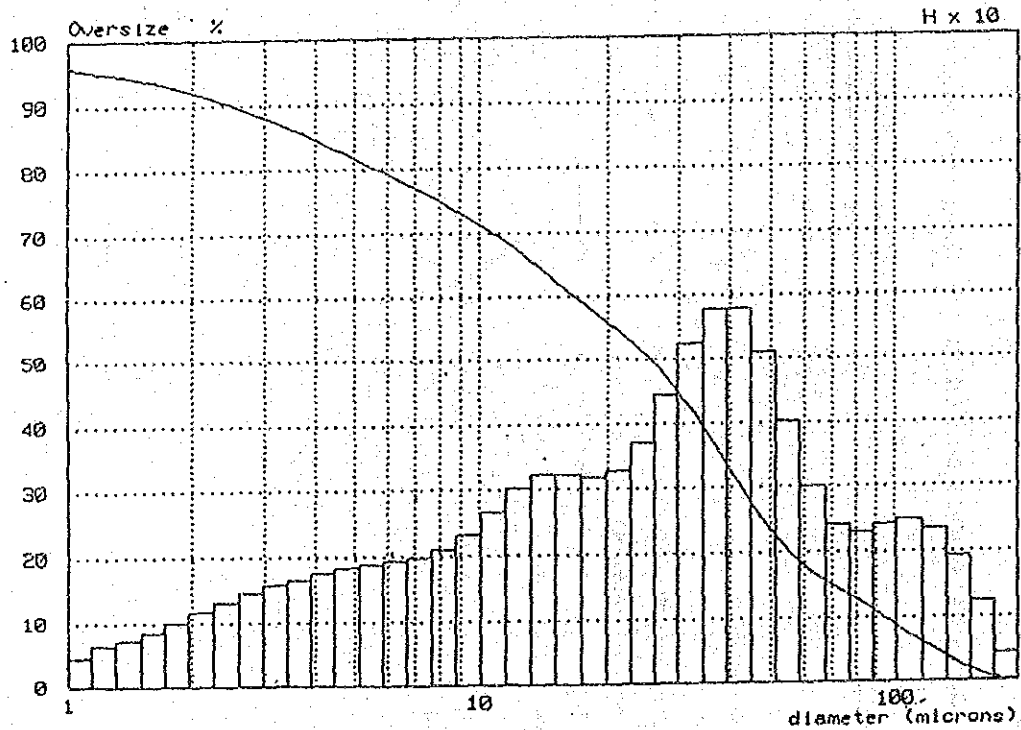
(5) 粒度分析

セメントの粒径、比表面積 (Blaine) とともに非常に粗い。

Cilas - Alcatel

Granulometer HR 850 119

Suspension fluid : Ethanol  
 Dispersing agent :  
 Ultrasonic mixer time : 180s



Median size : 25.43 microns  
 Diameter for 10 % : 94.19 microns and 90 % : 2.51 microns  
 Total area : 22.8

D	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.6	3.0	3.5
%	95.9	95.1	94.4	93.6	92.9	92.1	91.3	89.7	88.1	86.3
D	4.0	4.5	5.0	5.5	6.3	7.0	8.0	9.0	10.0	12.0
%	84.7	83.1	81.7	80.4	78.5	77.0	75.1	73.3	71.5	68.0
D	15.0	18.0	20.0	22.0	25.0	28.0	32.0	36.0	40.0	45.0
%	62.6	58.3	55.9	53.7	50.5	47.2	42.4	37.4	32.7	27.5
D	50.0	56.0	63.0	75.0	90.0	105.0	125.0	150.0	175.0	200.0
%	23.4	19.7	16.8	13.8	10.8	7.8	4.7	1.8	0.4	0.0

Figure 5.4.4 Particle size distribution

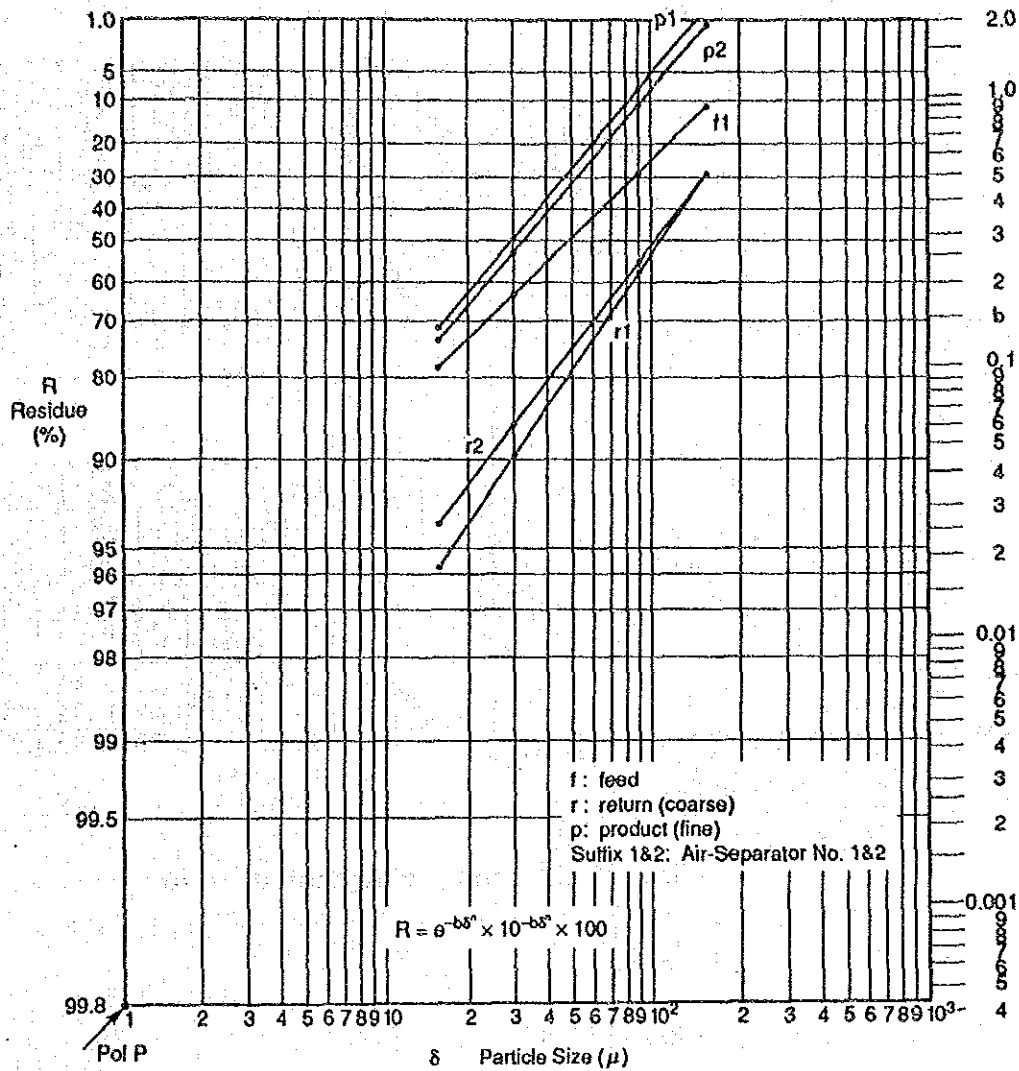


Figure 5.4.5 Rosin-Rammier chart (Granulometry distribution curve)

Tromp 曲線は次の理由からかなり良好な分離効率を示している。

- (1) エアセパレータへの装入量が非常に少ないため、循環負荷が0.55および0.60と非常に低い。
- (2) 50%分離の粒径はほぼ100 $\mu$ で、異常なほど粗い。

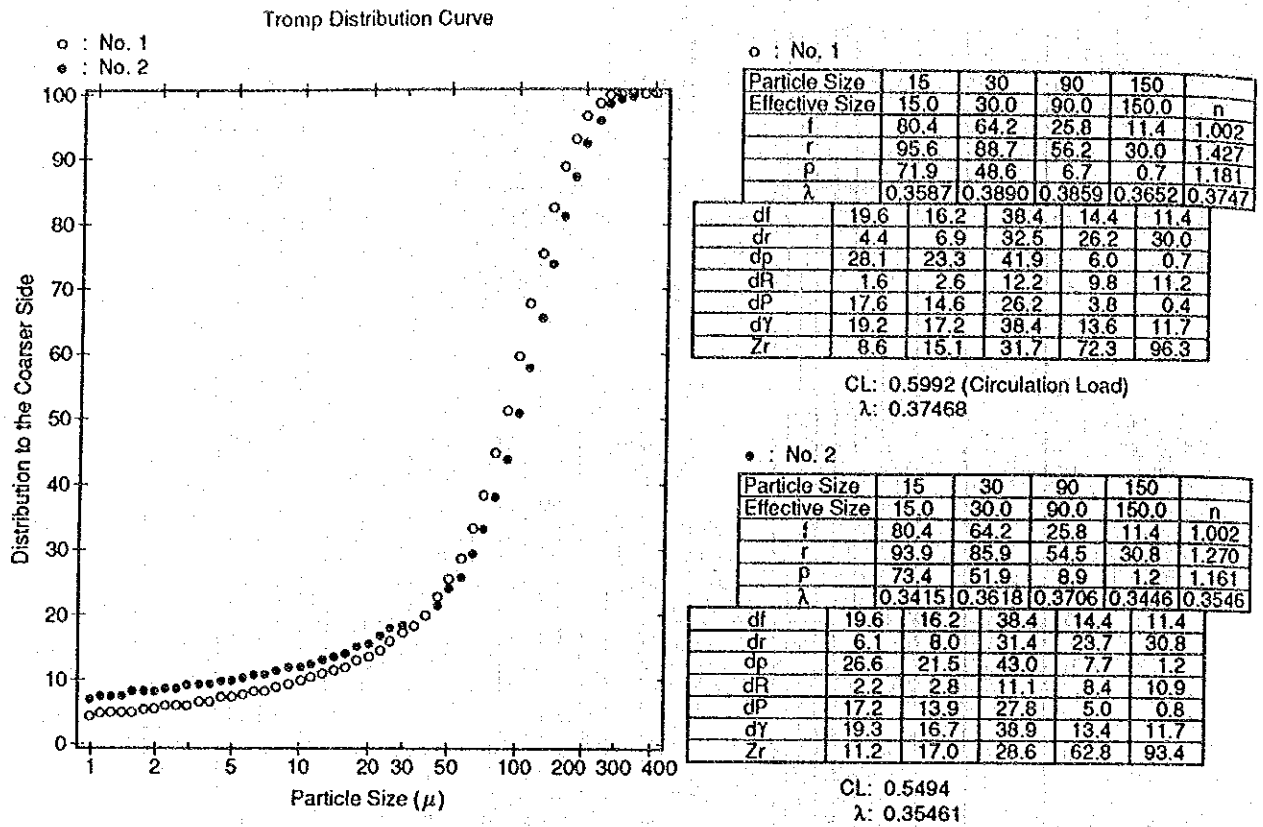


Figure 5.4.6 Tromp distribution curve

#### 5.4.4 エネルギー使用上の問題点と対策

##### (1) 原料調整—予備均質化 (Prehomogenization)

###### a. Prehomogenization の効果

セメント原料の主成分（通常は石灰石）の粘土質成分は比較的均一であるが、 $\text{CaCO}_3$ 含有量はかなりの変動を示す。原料採石量が比較的少ない間は選択採石が行われたが、採石量の増加とともに不経済になり、予備均質化の必要性が高まった。

原料の予備均質化法は、1905年から鉱石成分調整に用いられ、現在ではほとんどのセメント産業に普及してきた。

通常、混合床への山積み (Stacking) は縦軸に沿って行われ (縦積み)、切り出し (Reclaiming) はそれと直角方向の横断面で行われる。山積みする場合、トリッパー (Figure 5.4.8) 付きのベルトコンベヤを用いた屋根タイプ (シェブロン法) が最も多く使用されている (Figure 5.4.7)。

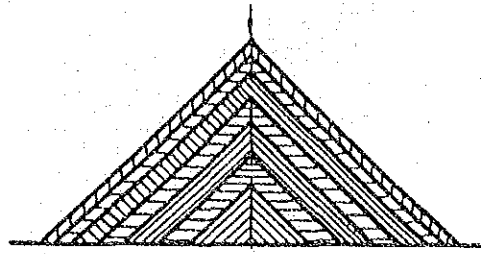


Figure 5.4.7 Roof type storage on blending bed (Chevron method)

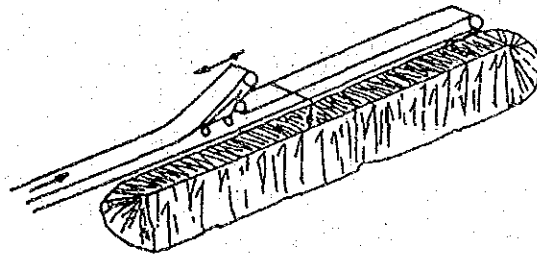


Figure 5.4.8 Longitudinal storage stacking with belt conveyor and tripper

また、連続山積み (Stock Piling) がよく用いられる (Figure 5.4.9)。

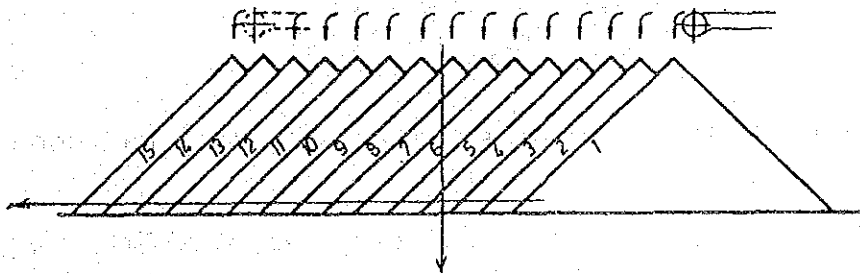


Figure 5.4.9 Stock piling on blending bed

切り出しをする場合は、スクレーパーが前の端から山 (Stock Pile) を切り出すか、あるいは山の近くを縦軸に沿って移動しながら切り出す。Figure 5.4.10 は山の前面からの切り出し用スクレーパーを示す。Figure 5.4.11 は、山の近くを動く Reclaimer Scraper を示す。

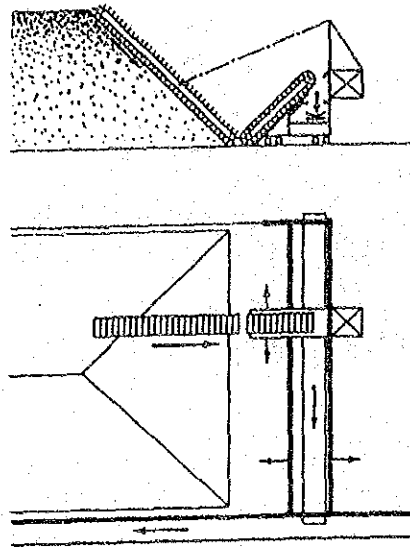


Figure 5.4.10 Reclaimer scraper for reclamation from front face of the blending bed

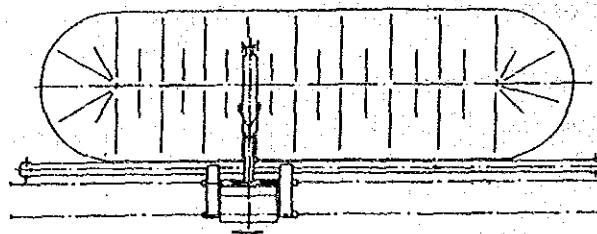


Figure 5.4.11 Reclaimer scraper for reclamation along the blending bed

予備均質化の効果についてDudaは、石灰石の  $\text{CaCO}_3$  含有量の変動は10%から1.5%あるいはそれ以下に低下し、その後の均質化サイロにより1/10に減少すると述べている。

一方、VDZ一会議（1977）における発表で、D・シュミット氏は、均質化の効果について Table 5.4.9 のような実験結果を示している。

Table 5.4.9 Effect of prehomogenization

Process	Standard Deviation		Blending Effect $S_\alpha / S_\beta$
	$S_\alpha$	$S_\beta$	
Blending Bed	40.5	15.1	3
Homogenizing Silo	7.1	1.4	5

b. 当工場の状況

石灰石用の混合床の横断面の立体図を Figure 5.4.12 に示す。Figure 5.4.7 ならびに Figure 5.4.8 と同様のトリッパー付き上部ベルトコンベヤ方式である。

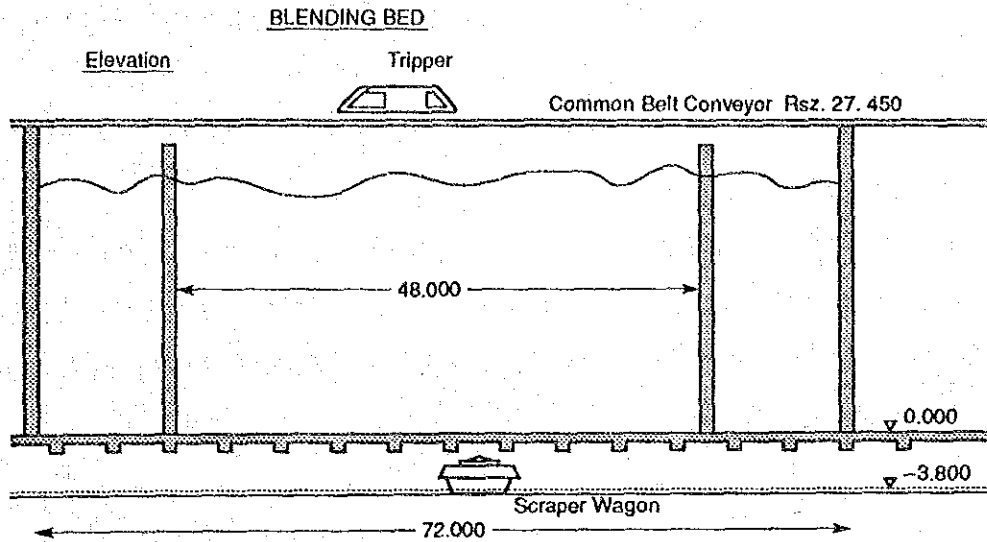


Figure 5.4.12 Blending bed

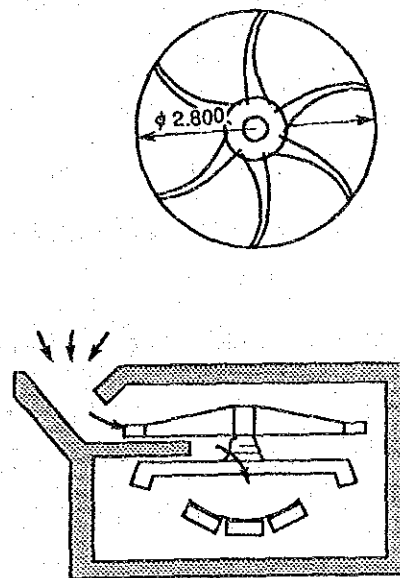


Figure 5.4.13 Scraper and structure

抜き取りはスクレーパー・ワゴンを用いて、混合床の底の地下から行われている。しかし、ワゴンは通常ある1点で停止したまま運転されており、多数ある抜き出し点のうち実際にはほんの2、3しか使われていない。少量の混合はありうるとしても、原料はほとんど



どそのままの状態、一時に切り出されており、好ましい状態とはいえない。

c. 改善案

ワゴンをゆっくりと連続的に縦方向に地下のラインを往復させ、ほとんど同時に Figure 5.4.9 の番号 1 から 15 を集めるようにする方法を推奨する。

このワゴンは本来可動式になっているので、電氣的または電子的に機能を働かせるだけでよい。

混合床の管理はあまり良くないが、まず最初に清掃および原料の整頓を行い、常にその状態に注意を払う必要がある。

混合床の設備の改善方法については、機器メーカーや主なコントラクターに相談するとよい。改造費用は条件にもよるが、わずか  $50-100 \times 10^3$  US\$ ですむと推定される。この場合の効果は、敷地代を除き約  $3,000 \times 10^3$  US\$ を要する予備均質化用の混合床新設の場合と比べて半分程度と見られる。

.....

参考文献

DUDA・Cement Data Book(3 Auf.1985 Bauverlag)

Vorhomogenisierung (Prehomogenization) [16. a] S.303-316

VDZ-Kongress '77 (Bauverlag)

H.Berthold, St.Ingbert-Rohrbach 118-121

(Homogenisierungseffekt bei Längs- und Kreismischbetten mit Brückenkratzern

ブリッジ型リクレーマによる縦形と円形混合床の均質化効果

D.Schmidt, Hardeggen 132-140

(Der Vergleichmäßigungseffekt der gesamten Rohmaterialaufbereitungskette des Werkes Hardeggen)

ハーデグゼン・セメント工場における全原料調整の操作での均質化の効果

.....

(2) 焼成ークリンカ製造

a. 運転状況

調査期間中、ロータリーキルンおよび原料ミルやセメント・ボールミルなど周辺設備の主要な運転データを記録したが、そのうちの 1 部を典型的なキルン操作を説明するために選択した。Figure 5.4.14 に 4 つの運転指数の変動状況を示し、Table 5.4.10 に運転期間を 3

SEP.04/10 05/09, 1991- BCM #1 KILN

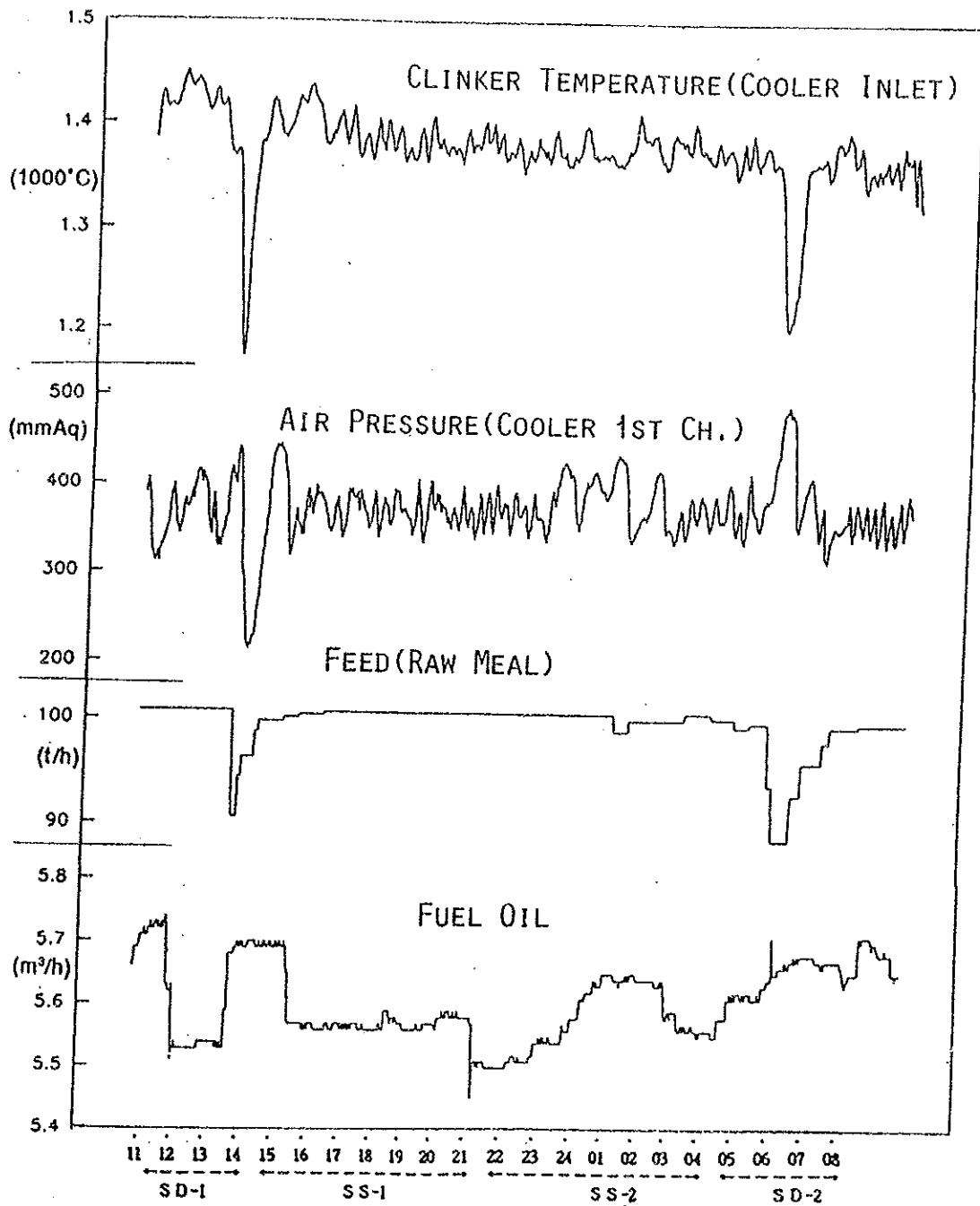


Figure 5.4.14 Situations of kiln operation

Table 5.4.10 Kiln operation data

		SD-1		SS-1 & 2		SD-2	
		$\bar{x}$	R	$\bar{x}$	R	$\bar{x}$	R
Feed	t/h	97.5	9.2	100.6	1.7	96.5	11.3
Fuel Oil	(m <sup>3</sup> /h)	5.69	0.11	5.57	0.35	5.66	0.10
O <sub>2</sub> -Kiln Outlet	%	2.84	1.61	2.96	2.12	3.13	1.81
-SP Outlet	%	3.80	0.45	3.70	0.54	3.64	0.52
Clinker Temperature	°C	1,365	298	1,381	132	1,341	259
Cooler Air-Pressure	mmAq	346	233	376	233	385	179
Kiln Power	kW	69.8	56.3	81.2	63.9	86.4	61.3
<Number of Data>		92		781		211	

$\bar{x}$ : mean-value      R: [max. - min.]-value

つに区分して、それぞれ7指数の平均値と最高値・最低値の差を示す。

日付 : 1991/9/4 10:00~9/5 9:00

キルン : 1号炉

区分	状態	期間	データ数
SD-1	: 減量操作-1	9/4 13:18~9/4 14:49	92
SS-1	: 安定状態-前半	9/4 15:00~9/4 21:30	391
SS-2	: 安定状態-前半	9/4 21:31~9/5 4:00	391
SD-2	: 減量操作-2	9/5 5:00~9/5 8:30	211

2回の減量期間 (SD-1とSD-2) は、キルンのオペレータが炉内の付着物が崩れたために生じたクリンカ温度の急速な低下を見て、原料供給を10%削減したためと思われる。同時に、原料量の変化に対応して燃料油の量も変えているが、この方法は適切ではなかった。原料の滞留時間が長く、かつ熱容量が大きいため炉内の温度変化には時間遅れが生じるので、燃料油の制御は少しずつ段階的に行うべきであった。

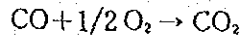
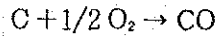
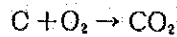
中間の安定状態期間については、前半 (SS-1) ではキルンは完全に安定していたが、21時頃にオペレータが急激に燃料油を大幅に減らしている (5.58→5.45m<sup>3</sup>/h)。この後は、徐々に段階的に燃料油を増加して、3時間半で炉況を回復させることができた。

全体の期間を通じて、クーラー入口のクリンカの温度は徐々に下がっていった。クリン

カ温度は最も重要な操作指数の1つであり、しばしばチェックする必要がある。下がっているのが分かった場合には、温度の回復に努めることが非常に大切である。

#### b. 燃焼の制御

まず燃焼についての基本的な理解が必要である。燃焼が良好かどうかは、燃焼ガス中の酸素と一酸化炭素の含有量によって判断できる。簡単のために可燃物を炭素のみとしてみると、燃焼反応は次のようになる。



2番目の一酸化炭素への反応は低温の場合と酸素濃度が低い場合に生じる。理想的には過剰酸素が存在すれば一酸化炭素は発生しないはずであるが、実際の燃焼では混合に遅れがあるため、一酸化炭素の生成を抑えるためには少量の過剰酸素が必要である。良好な燃焼状態のセメント工場ロータリーキルンの場合の、排ガス中COおよびO<sub>2</sub>の含有量は次のような値を示す。

$$CO = 0 - 0.1\%, \quad O_2 = 1 - 2\%$$

しかし、必要以上に過剰酸素量を増加させることは、それに伴って酸素量の4倍近い窒素も同時にキルンに吹き込むことになり、種々の損失を招く。

- ① 火炎温度が下がり、放射伝熱を減少させる。
- ② 排ガス量が増え、熱損失およびIDFの動力を増やすことになる。
- ③ 操作の自由度を低下させ、キルンの能力低下を招く。

Figure 5.4.15は燃料油量と排ガス中酸素濃度の変化を示す。燃料油量と酸素濃度の間には高い相関性が見られる。酸素濃度が低い場合でも良好なクリンカが得られているのであるから、IDFのダンパを調節して過剰空気の削減に努めなければならない。

キルン出口ガスとIDF入口ガスの酸素濃度は、もちろん相互に関連しているが、同時に大きな差がある。これは、キルン出口ガスの酸素値は燃料油の燃焼によって直接変化するのに対し、IDF入り口ガスについてはIDFが常にフルで運転され、サスペンション・プリヒーター（あるいはサイクロン熱交換器）に付属する多数の原料バルブからの空気の洩れ込みが非常に多いためである。この洩れは修理完了時と運転開始前に、バルブのシールをチェックすることで簡単に克服できる。

Figure 5.4.16にキルン出口とIDF入口ガスの酸素濃度の相関関係を示す。この図から、仮にキルン出口ガスの酸素濃度がゼロになった時でも、IDF入口ガスの酸素濃度は3%程度のままとなり、サスペンション・プリヒーター各部から多くの空気が洩れ込んでいるこ

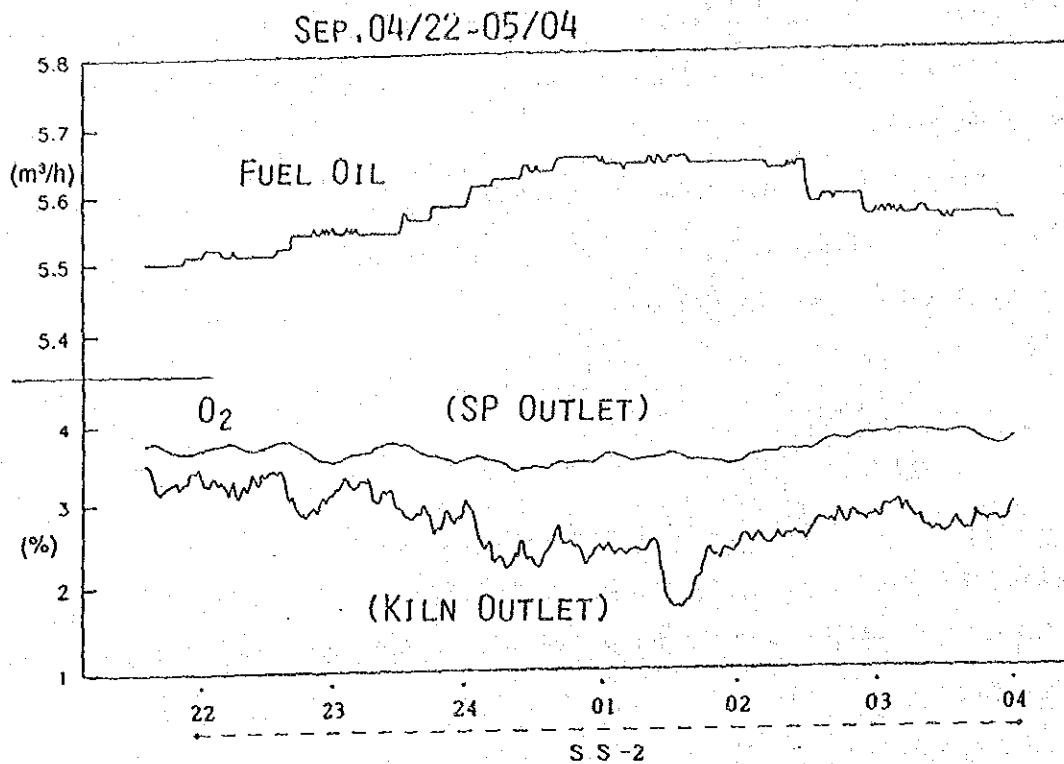


Figure 5.4.15 Fuel oil flow and oxygen concentration in exhaust gases

とを意味している。

Figure 5.4.17 にキルン出口ガス酸素濃度と燃料油量の相関関係を示す。燃料油がある値から  $0.02m^3/h$  増加すると、キルン出口ガスの酸素濃度は  $0.14\%$  減少するという関係がある。

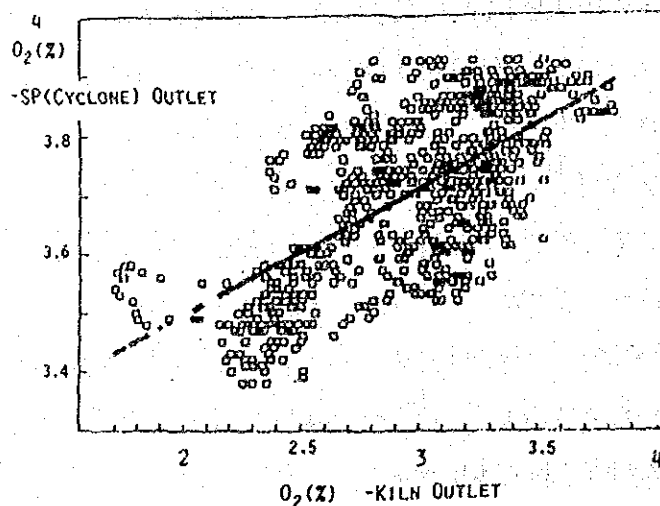


Figure 5.4.16 Correlation between oxygen concentration in the kiln outlet gas and oxygen concentration in the IDF inlet gas

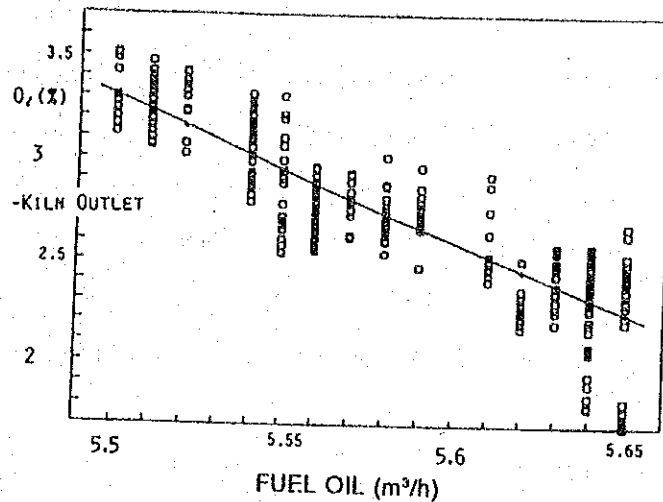


Figure 5.4.17 Correlation between oxygen concentration in the kiln outlet gas and fuel oil flow rate

いずれにせよ、空気が過剰で、エネルギー損失が多い。キルン出口ガスの酸素濃度を1~1.5%に保つことが重要であるが、幸いなことに、バーナーはかなり良好に機能しているので、十分達成可能である。まず最初のかつ有効な手段として、たとえ一酸化炭素が0.1%程度発生しても（一酸化炭素メーターは良好に作動していること）、より低い酸素濃度レベルで運転することを推奨する。

一次空気の温度はクリンカクーラー排気から取れば、200~250℃まで上げることができる。これとともに、一次空気の量は全空気量の15%以下、できれば10%以下とし、その分高温の二次空気を余分に使うようにすると、燃焼状態も改善される。

また、バーナーの内部構造は良好な燃焼維持のためには非常に重要であるから、関連論文を参照するか、あるいはバーナーのサプライヤーに相談して試験を繰り返すことを勧める。

燃料を固体燃料に転換した場合は、燃焼性が悪いので酸素濃度管理値を1.5~2%にする方がよい。

キルン出口排ガス中の酸素濃度を3.0%から1.5%に減らした時の燃料節減効果はつぎの通りである。ただし、分解により発生するCO<sub>2</sub>量は一定とし、重油燃焼による排ガスのみについて考える。

燃料発熱量 (H<sub>1</sub>) を 40,000 kJ/kg、プリヒータ出口排ガス温度を 365℃、基準温度を 20℃、排ガス比熱を 1.59 kJ/(Nm<sup>3</sup>・℃) とすると、排ガス損失はつぎのようになる。

理論空気量：Boie の式による。

$$A_0 = 2.957 \times (H_1 - 4,605) / 10,000 = 10.47 \text{ Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

概算空気比：

$$\text{排ガス中酸素濃度}3.0\% \text{の時 } m_1 = 21 / (21 - 3) = 1.17$$

$$\text{排ガス中酸素濃度}1.5\% \text{の時 } m_2 = 21 / (21 - 1.5) = 1.08$$

空気比低下による排ガス減少量

$$(m_1 - m_2) \times A_0 = (1.17 - 1.08) \times 10.47 = 0.94 \text{ Nm}^3/\text{kg-Fuel}$$

空気比低下による排ガス損失熱量減少

$$0.94 \times 1.59 \times (365 - 20) = 516 \text{ kJ/kg-Fuel}$$

概略燃料節減量

$$62057 \text{ t/y} \times \frac{516}{40000} = 62057 \times 0.013 = 800 \text{ t/y}$$

燃料節減額

$$800 \text{ t/y} \times 7040 \text{ Ft/t} = 5,632,000 \text{ Ft/y}$$

c. キルンおよびクーラの制御

1) キルン電力

Figure 5.4.18 は、全体期間を通じてのキルン電力 (kW) の推移を示す。

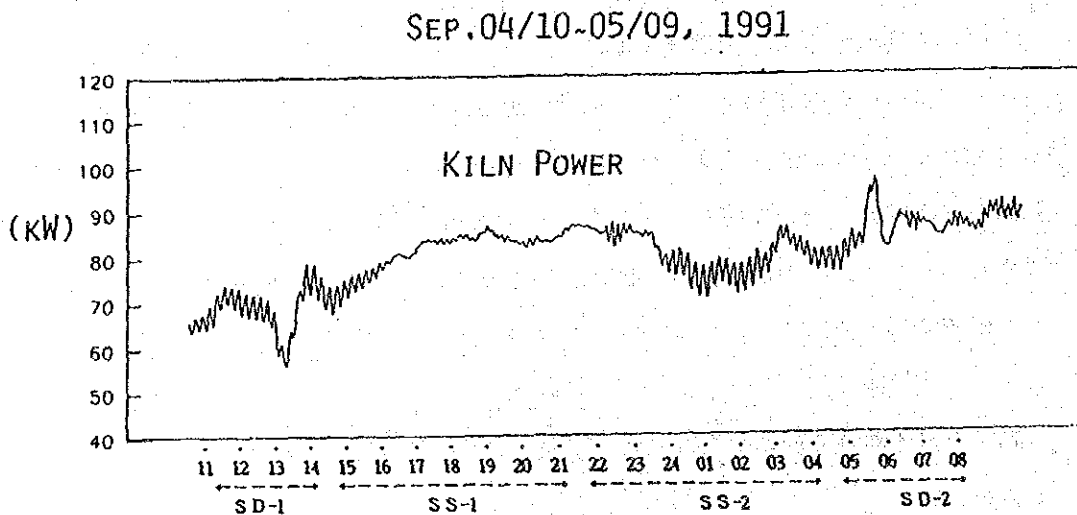


Figure 5.4.18 Progress of kiln power

減量期間 (SD-1、SD-2) では、原料供給量とキルン回転数は意図的に変えられている。安定期間前半 (SS-1) では、キルンの電力はゆるやかに移動し、ハッキリした周期変動を示していない。しかし後半 (SS-2) には再び安定して典型的な周期変動を示すようになった。周期変動には約10分間の一定周期があるが、他の全ての運転指数と

の関係は見られない。これは多分次のような理由によると考えられる。

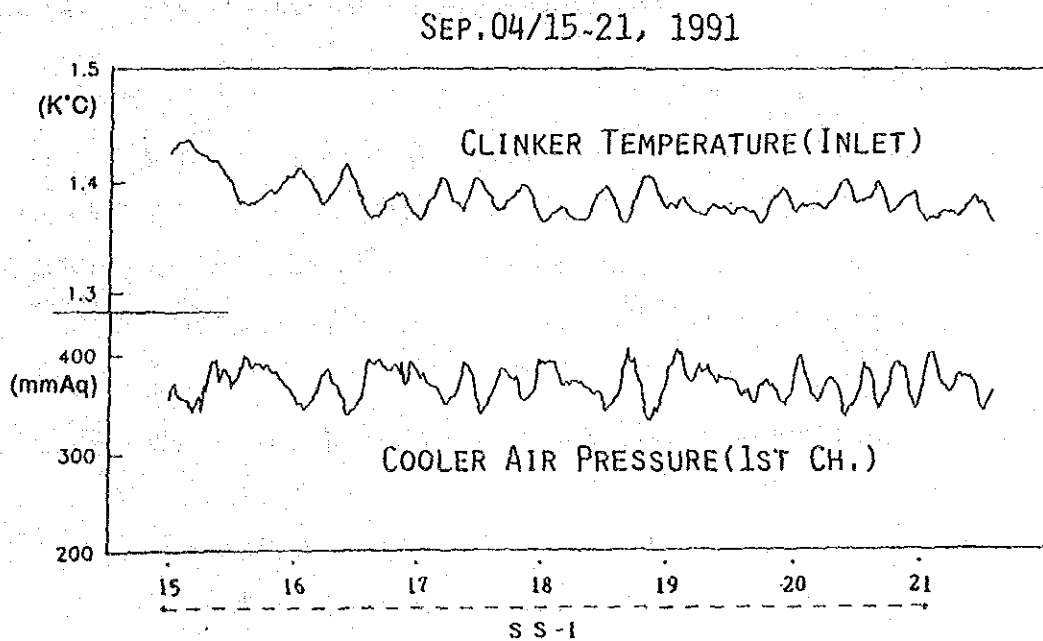
① 固体の移動は呼吸現象に似た動きをする。大部分が耐火構造物の堰効果、リング形成または周期的付着・崩壊による蓄積-緩和現象による。

② キルン駆動部のタイヤ上でキルンが周期的な往復運動をすることにより生じる。

## 2) クリンカ温度とクーラの空気圧

空気の密度は絶対温度に反比例し、空気の粘度は絶対温度の平方根に正比例するから、クーラの格子上的クリンカ層での空気圧は、層厚と空気温度により変化する。

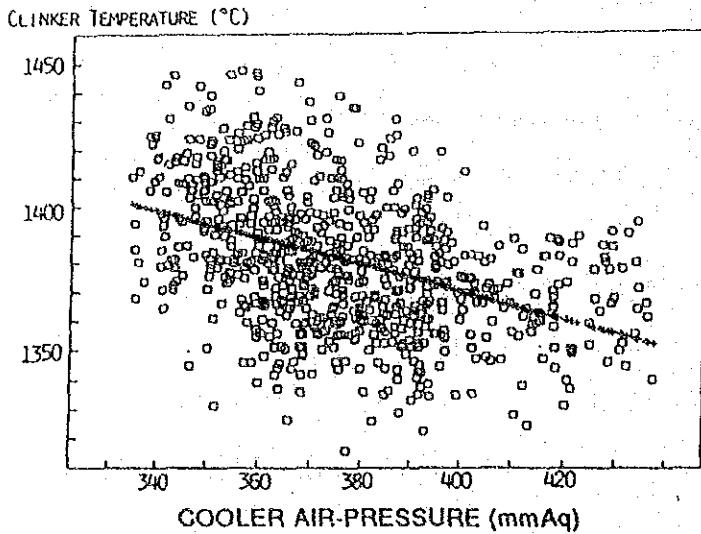
Figure 5.4.19 は、安定期間前半 (SS-1) におけるクリンカ温度とクーラの空気圧の推移を示す。16分周期の変動が見られ、これは明らかに一種の呼吸現象であるが、これをキルン電力の周期的変動と関連付けするのは困難である。



**Figure 5.4.19 Progress of clinker temperature and cooler air pressure**

また、グラフを見るとクリンカ温度とクーラの空気圧の間には関係があるように見える。Figure 5.4.20では安定期間全部について、両者の関係を示す。2つの指数の測定の間には数分から4、5分の時間差があると思われ、あまり明瞭な傾向は見られないが、データ数 (n) に比較して相関係数 (R) は高く、統計学的には有意である。上記のデータから、クリンカ温度が10°C上昇すると、空気圧は20mmAq低下する。





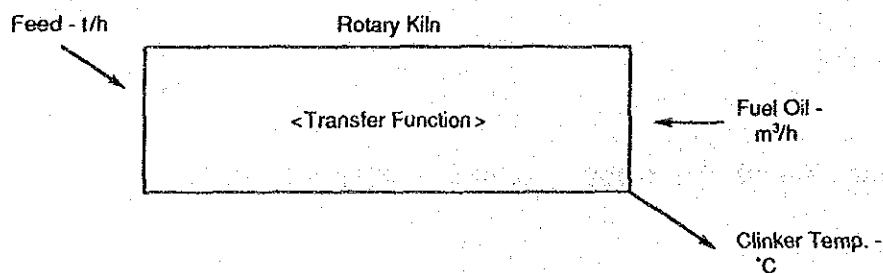
	Cooler Air Pressure(x) v Clinker Temperature(y)
Correlation Index R	0.43
No. of Samples n	781
Regression Line x/y	$y = -0.47x + 1560$

**Figure 5.4.20 Correlation between clinker temperature and cooler air pressure**

クリンカの平均温度は1365℃と、これまで見たことがない程高い。通常の平均値は1250～1350℃である。クリンカの温度を常に連続して測定するのは容易でないが、クリンカの温度が正しいとすると、これは疑いもなく過燃焼になっている事を示している。しかし、セメントの品質が特に良好といえないのは、セメントの粉碎工程など他のプロセスに問題があることになる。

### 3) 制御

Figure 5.4.21 の模式図に示すように、キルン是一種の伝達関数であり、入力を受取って結果としての出力を発生する。



**Figure 5.4.21 Concept of control**

ここで原料の供給量 (t/h) と燃料油量 (m<sup>3</sup>/h) を入力とし、クリンカの温度を出力とし、他の全ての指数が一定であるとする。制御はクリンカ温度 (℃) を一定にすることを目標としており、クリンカ温度が上昇した場合は、制御指針に応じて設備制約の範囲内で、原料供給量を増加させるか、燃料油量を減少させるか、あるいはこの両者を

実行することにより修正する。ここで、クリンカの温度を制御値と呼び、原料供給量と燃料油量を操作値と呼ぶ。設備制約には能力上限と減量運転限界 (Turn Down Ratio) がある。

上記の原料供給量と燃料油量のいずれか、あるいは両方の考えられる制御法は次のようになる。

- ① IDF のダンパが完全に開いていて燃料油量が一定の場合には、原料供給量の微調整は時間遅れや滞留時間を考慮して、クリンカ温度のわずかな変化に対応しなくてはならない。

キルンのコーティング (Ansatz) が崩れた場合は、原料供給量を大幅に急いで低下させ、同時に状況にしたがって燃料油量を細かく制御しなくてはならない。

- ② 原料供給量が一定の場合、クリンカ温度などの変動は燃料油量を変えろという手段で制御しなくてはならない。時間遅れを考慮すると、この方法の方が簡単で優れている。

サスペンション・プリヒーターには一部保温の欠落が見られた他は、問題がない。

このプリヒーターは自己制御性という特徴を有し、乱れを吸収することができる。

クーラの制御は以下の諸条件を満たすためには非常に大切である。

- ① セメント鉱物の品質に影響する冷却条件、特に高温領域における急速冷却条件の確保。
- ② ダストが少なく温度が均一で高い 2 次空気を、キルン内の通風を乱さないよう適量キルンへ供給すること。
- ③ クリンカ処理のための低温冷却および水散布。

クーラー出口のクリンカ温度は SS-1、SS-2 期の 781 ヶのデータによると、最高 287℃、最低 54℃、平均 65℃で、やや冷却過剰に見える。過剰冷却には多量の通風が必要で、動力損失を招く。

破碎した高温クリンカへの水散布を自動化できるとすると、ベルトコンベヤを損傷しない範囲で、クリンカ温度を例えば平均 100℃程度まで高くできる。

### (3) 燃料転換

セメント産業では、燃料コストが生産コストの 40% を占めるが、これは全産業の中でも非常に高い数字である。このために、世界中の関係者がより安価な燃料や廃棄物代替燃料の探求を進めている。Figure 5.4.22 に示すように、1970 年代の 2 度の石油危機以降、過去には最も安価であった燃料油の価格が高騰したため、世界中で石炭への転換が進んだ。しかし、その

転換期間は米国では20年、ヨーロッパでは10年、日本では5年と差があり、各国のエネルギー事情とセメント産業の活性度の相違を示している。

ハンガリーのエネルギー資源についてみると、必ずしも大量に良質な資源があるわけではない。石炭については瀝青炭は10%以下で、ほとんどが褐炭または亜炭である。

Figure 5.4.23 を見ると、褐炭はハンガリー北部に偏在していることが分かる。瀝青炭の所在

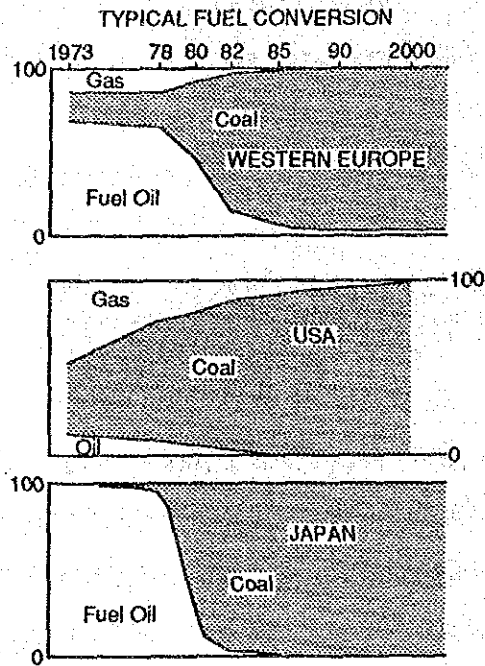


Figure 5.4.22 Situations of conversion of fuel

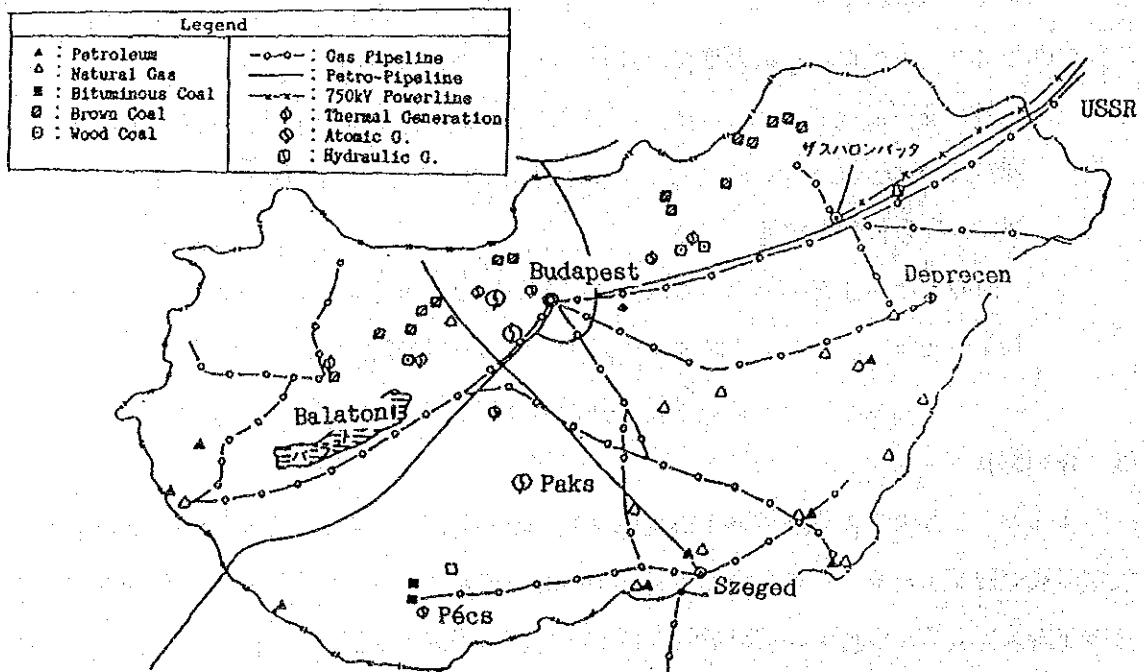


Figure 5.4.23 Distribution of energy resources in Hungary

地は2カ所に過ぎないが、Pecs 近傍であり工場からは遠くない。

褐炭は最も安価で、ドイツでも問題なく広く使用されている。“Braunkohle”という関連雑誌も発行されており、技術的に完成されている。

Table 5.4.11 を見ると、ハンガリーの火力発電所においても多くの褐炭が使われている。

**Table 5.4.11 Composition of fuel used at thermal power plants in Hungary (%)**

	1970	1980	1985	1990
Bituminous Coal	9.6	6.9	5.3	7.3
Brown Coal	13.3	27.2	26.8	32.7
Wood Coal	12.8	17.1	16.5	15.5
Petroleum	19	13.9	21.2	8.9
Natural Gas	15.2	34.8	30.2	35.6

Origin: “Statistical Pocket Book of Hungary”

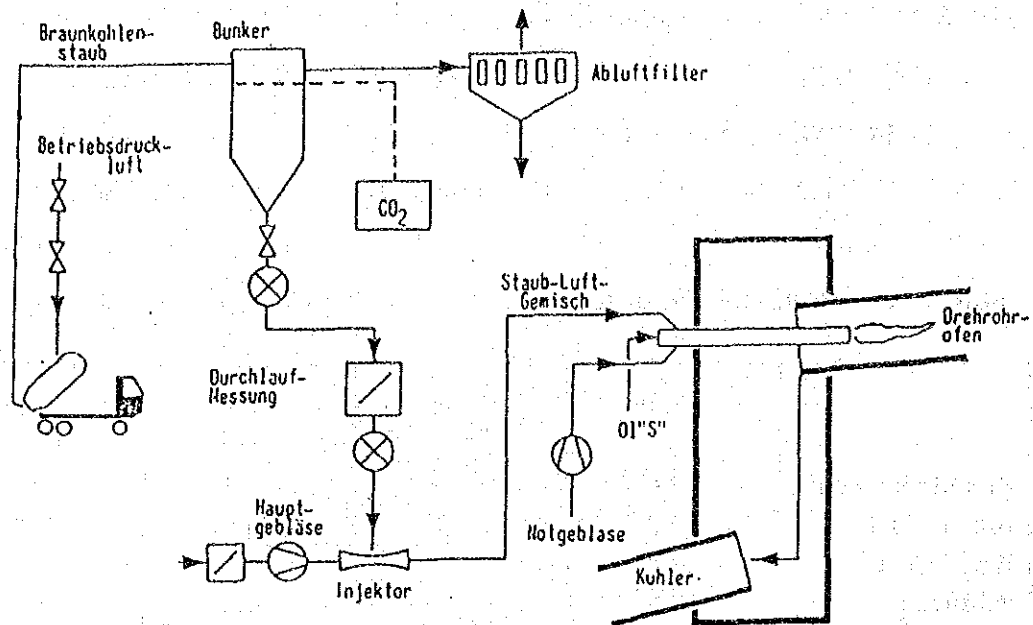
燃料を転換する場合には全ての燃料設備を改造する必要があるが、その改造費用は比較的少なくてすむと考えられ、対コストの利益は非常に大きい。セメントの品質と生産能力には、ほとんど影響しない。

したがって、Pécs 近傍の石炭に直ちに転換するか、または Pécs 発電所の協力を得て共通の貯蔵所を設け、鉄道により北部から輸送する褐炭の使用を計画することを提案する。

クリンカの製造には約1600℃の高温燃焼ガスが必要で、そのためには燃料の発熱量は16,000 kJ/kg以上であることが必要である。したがって、劣質炭の場合は、高発熱量炭と混合して発熱量を確保しなくてはならない。

固体燃料は液体燃料に比べて燃焼性が劣るので、バーナーの選択が重要である。燃料油から石炭あるいは褐炭に燃料転換する場合、ヨーロッパ全体で広く使われているピラード・バーナーが最高であると推奨する。

参考までに、Figure 5.4.24 に Wulfrather 工場の燃料供給系統の流れ図を示す。鉄道またはトラックから受け入れた褐炭がキルンのバーナまで運搬される間に、決して空気に触れないように完全に不活性ガスでシールされている。



Braunkohle Heft 7, Juli 1978 S197-201

(Combustion tests with brown coal dust in the cement industry)

Figure 5.4.24 Flowchart of fuel supply system at Wulfrather Factory

次の2つの参考文献は基礎的な重要事項を知る上で有用である。

R-1 Z-K-F Nr.5 Mai 1981 S221-226

Braunkohlenstaub—herstellung und verwendung

(微粉化褐炭の製造と使用)

概要

褐炭は通常は40%~60%の水を含有し、乾燥して練炭またはコークスとされるか、火力発電所で大量に使用される微粉褐炭にされる。また、普通は25%~40%の揮発性物質を含有し、低位発熱量は16~24MJ/kgである。灰分と硫黄分は少ない。空気に曝されると発熱し、自然発火する。

1970年代後半から、ドイツのセメント産業での使用が急増し、全消費量の増加分のほとんどはセメント産業の使用増による。

R-2 Z-K-G Nr.8 Aug. 1981 S417-423

Braunkohlenstaub—eigenschaften und sicherheitstechnische

Aspekt bei der Wendung

(微粉褐炭の性質と安全な使用技術)

概要

自然発火、燃焼、爆発について詳細な説明がある。

(4) ボールミルによる粉砕 (Figure 5.4.25)

a. ボールミル系の適正運転

効率よく粉砕するためには、ボールミルとエア・セパレーターが適正に運転されなければならない。今回の調査では、ミルのホールドアップやボール径分布などミルの基本的な事項は分からなかったが、エアセパレーターの操作については、CL (循環負荷) またはリサイクル比 ( $F/P$ ) は明らかに非常に小さい。前述の通り、1号セメントミルのCLが0.55および0.60と小さいことと、critical separation diameterが $100\mu$ と大きいことにより、トロンプ曲線は非常にシャープになっている。

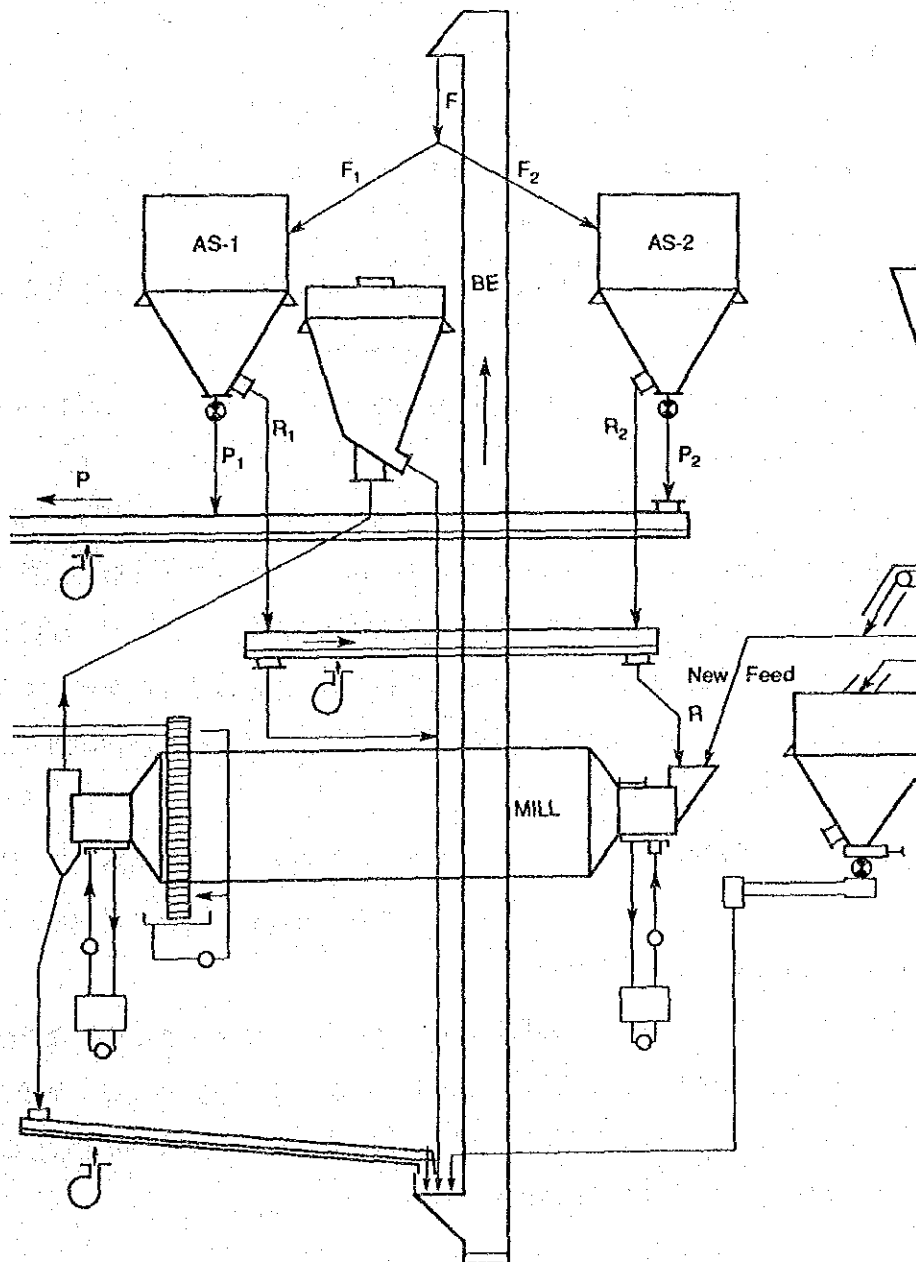


Figure 5.4.25 Cement mill

ボールミル系の運転に当たっては、以下の点の配慮が必要である。

① ミル内部調整（ボール径分布、ライナ形状、隔壁調整、通風、碎料レベル）

碎料レベルはボールレベルと一致させる。ボールレベルが高いとボールの破損が多くなり、低いと粉砕能力が低下する。

② セパレータの調整（ベーン枚数、回転数、空気流量）

ベーン枚数は最適枚数で固定し、セメント種別切り替え時にVプーリーを交換して回転数を調整する。

③ 循環負荷調整

循環負荷が2～4の範囲で、最適値に合わせる。

④ 制御法

バケットエレベータのkWまたはアンペアを一定にし、セパレータの回転数を増減する。制御範囲から外れる場合は碎料装入量を加減する。

当工場の場合もより細かい製品を作るためには、

(1)分離羽根（または刃）の数を増やすか、あるいはV形プーリーを取り替えて、分離羽根の回転数を増やすこと。

(2)3,000cm<sup>2</sup>/g - Blaine 以上を目指すには粉砕助剤、例えばTEAを使用するのがよい。

b. O-Sepa<sup>®</sup> セパレーター

機械式とサイクロン通風式の折衷型の“O-Sepa”セパレーター（Figure 5.4.26）は最新で高効率の分級器であるが、その使用増にともない、運転コストと製品品質の企業間競争力強化のため、ボールミル回路の改善の可能性に関心が集中してきた。疑いもなく、ボールミル回路の操作法、あるいは少なくとも操作の考え方は以前とはかわってきている。

Figure 5.4.27、Figure 5.4.29～Figure 5.4.30 は高性能分級器設置前後のTromp Curveで、設置前の分級効率は非常に悪い。

Figure 5.4.27 では微粒子バイパスが25%と通常の3%よりは相当高いが、空気流量が低すぎる場合、あるいはセパレーターへの供給速度が高過ぎる場合のどちらの場合もTromp曲線の形は同じになることを示している。

最適なセパレーターへの供給速度は、Figure 5.4.28 に示すような広範な試験で決めなければならない。試験条件を数点設定し、それぞれ少なくとも24時間以上試験を行うべきである。というのは、ミルによっては、ボール径配列反転（reverse media classification）やグリット除去などの問題修正に時間を要するからである。

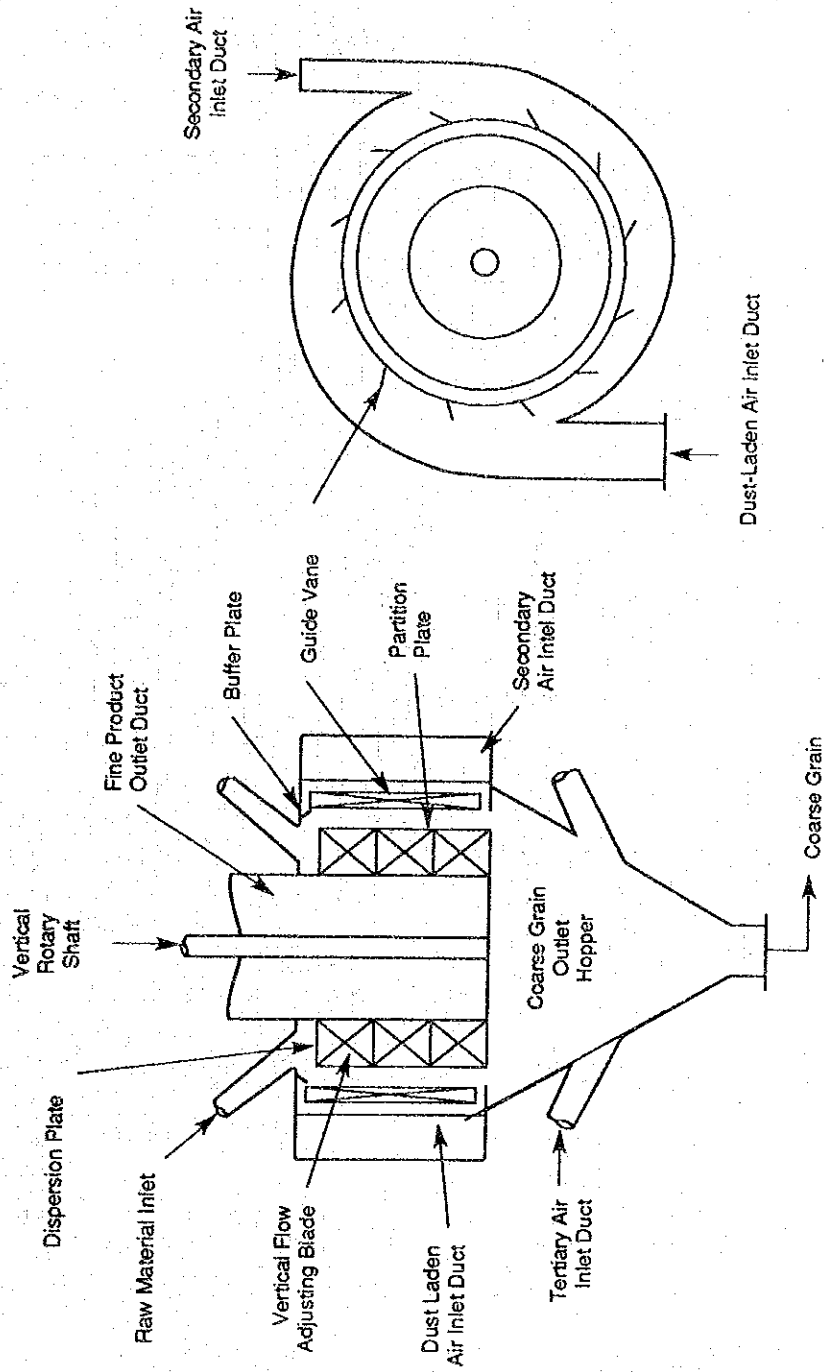
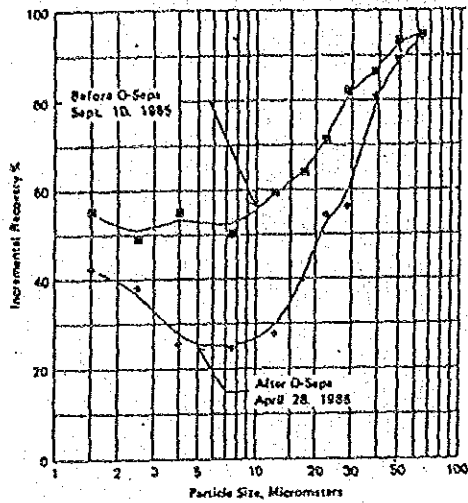


Figure 5.4.26 "O-Sepa" separator





Cement	
Before O-Sepa	After O-Sepa
PTQ/F30 = N/A	P70/F30 = 2.8%
P50 = N/A	P50 = 21μ
ABP = 61%	ABP = 25%
EG00 = 94%	EG00 = 93%
WACL = 3.5	WACL = 2.33

Bild 3: Trepp-Kurven vor und nach Einsatz des O-Sepa-Sichters  
 Tramp curve before and after O-Sepa separator

Figure 5.4.27

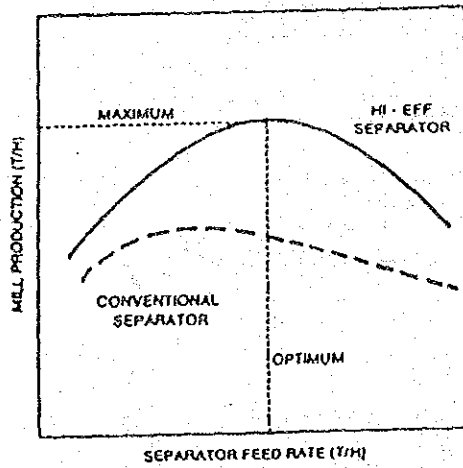


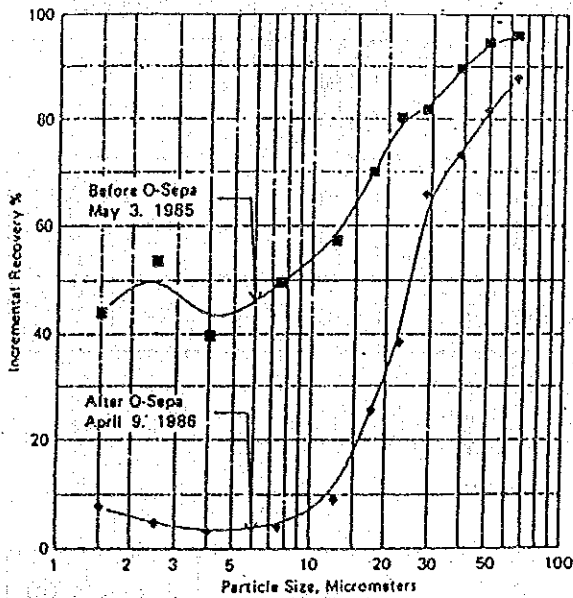
Bild 4: Zusammenhang zwischen Mühleleistung und Siebertaufgabemenge bei konstanter Produktfeinheit  
 Capacity versus separator feed rate at constant product fineness

Figure 5.4.28 Separator feed rate and mill production

高効率分級器の場合でも、セパレーターの能力が大き過ぎて供給量が過少になると、Figure 5.4.29 のように、生産量を低下させるだけでなく、セメント強度にとって重要な粗粒の分級性能に悪い影響を与えることがある。

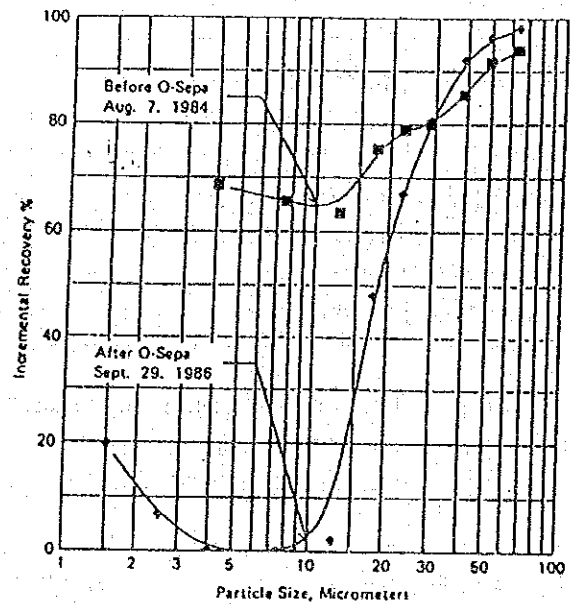
Figure 5.4.30 では、循環量の増加により著しく改善されている。細粒や粗粒のバイパスが少なく、空気流量が正常な高効率セパレーターの性能を示す。

セパレーターの空気流量と原料供給速度が一度最適化されると、粒度が2,500から6,000  $\text{cm}^2/\text{g}$  の間で変化しても、操作条件を変える必要はない。



Cement	
Before O-Sepa	After O-Sepa
P70/P30 = N/A	P70/P30 = 1.79
P50 = 8u	P50 = 25u
ABP = 44%	ABP = 4%
E60u = 98%	E60u = 86%
WACL = 3.15	WACL = 0.67

Figure 5.4.29: Tromp curves before and after O-Sepa separator



Cement	
Before O-Sepa	After O-Sepa
P70/P30 = N/A	P70/P30 = 1.56
P50 = N/A	P50 = 18u
ABP = 65%	ABP = 0%
E60u = 93%	E60u = 88%
WACL = 4.61	WACL = 3.02

Figure 5.4.30: Tromp curves before and after O-Sepa separator

Figure 5.4.29

Figure 5.4.30

## (5) 電気使用設備

### A) 工場電気設備の概要

工場の配電系統図を Figure 5.4.3 に示す。受電線は 120 KV 2 回線を備えているが、現在は 1 回線受電、1 回線予備の形となっている。受電変電所で 25 MVA 変圧器により、6.6 kV に降圧し、構内に配電する。母線は 6 kV 二重母線で、単線結線図に示すように非常

に単純な形となっている。大型負荷に対しては母線から直接に供給され、その他負荷に対してはA、B、C 3箇所のサブステーションから6kVもしくは400Vで供給するようになっている。

Table 5.4.12に契約電力と電力料金を示す。ただし、電力料金は1992年に改訂される見込みになっている。

Table 5.4.12 Contracted power and power rates

Time		Contract kW	Demand Chg. Ft/kW/y	Energy Chg. Ft/kWh
Daytime	6:00-16:30 Oct. -Feb.	21,500	2,040	3
	6:00-18:00 Mar. -Sep.	21,500	2,040	3
Peak Time	16:30-21:00 Oct. -Feb.	7,500	4,440	4.5
	18:00-21:00 Mar. -Sep.	7,500	4,440	4.5
Nighttime	21:00- 6:00	23,000	1,020	1.5

- Notes: 1. The time zone setup on holidays is same as above.  
 2. The contracted power is of 15-minute demand.  
 3. The power factor discount is indicated below.

Power Factor	0.91 ~	0.92 ~	0.94 ~	0.96 ~	0.98 ~ 1.00
Reduction %	1	2	3	4	5

ピークカット対策としてはボールミルの運転台数削減を行っている。

また力率改善対策としては受電変電所6kV母線に1,500kVA×4の固定コンデンサ、A、B、C各サブステーションに500~600kVAのコンデンサが配置され、1,000~1,600kvarの自動力率調整を行っている。

#### B) 工場受電状況

Figure 5.4.31に、1991. Sep.3夕方からSep.4午後までの測定結果を示す。この結果を見ると、18:41から22:00にかけて負荷が17MWから6MWに減少しており、負荷調整能力は十分あると思われる。操業上の問題や電力会社との関係によるのかも知れないが、ピーク時間帯の18:00から21:00とはいくらか時間に差が出ている。力率はピーク時間帯では

# CEMENT RECEIVING (9/3 18:16-9/4 14:16)

MW & Power Factor (CM23)

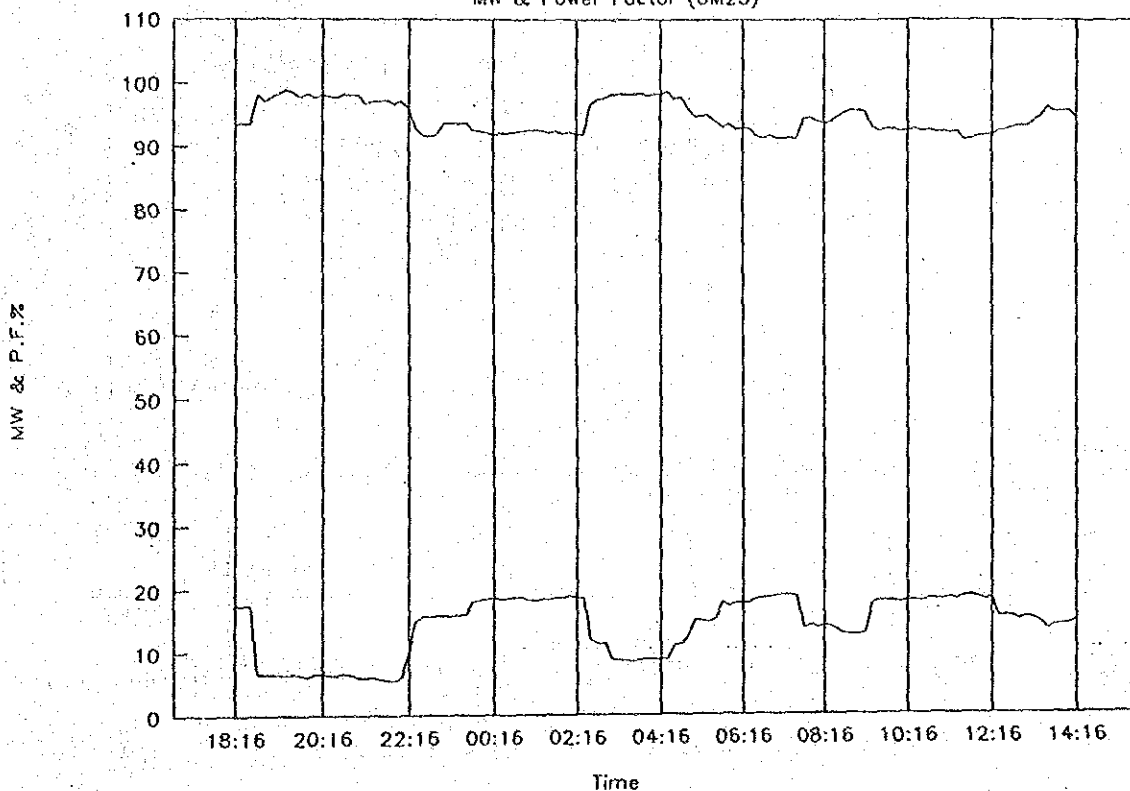


Figure 5.4.31 Situations of power receiving

98%を上回っているが、その他の時間帯では98%以下となっている。

電気料金制度が今年より変わるという事なので、その時点で負荷運用、力率運用を見直しすべきであり、場合によってはコンデンサの増設、デマンドコントローラの採用など、一層厳しい電力管理を行う必要がある。

## C) 改善対策とその効果

### a. セメントパッカ用空気圧縮機

空気圧縮機系統は① 2.5 bar サイロ下部流動層系 ② 4.5 bar パッカプラント系 ③ 2.5 bar ホモゲナイザ系の3系統からなる。このうち①は現在新しい圧縮機に更新するための工事中であり、③は稼働率が低いという理由により、②のパッカプラント系についてのみ測定を行った。なお、パッカプラント系についても更新を計画中との事であった。

圧縮機の仕様を Table 5.4.13 に、パッカプラント系の概略の系統図を Figure 5.4.32 に示す。

Table 5.4.13 Specifications for compressors

No.	Type	Flow	Motor
5	Reciprocation	2,400 m <sup>3</sup> /h	250 kW
6	Reciprocation	2,400 m <sup>3</sup> /h	250 kW
7	Screw	1,500 m <sup>3</sup> /h	200 kW

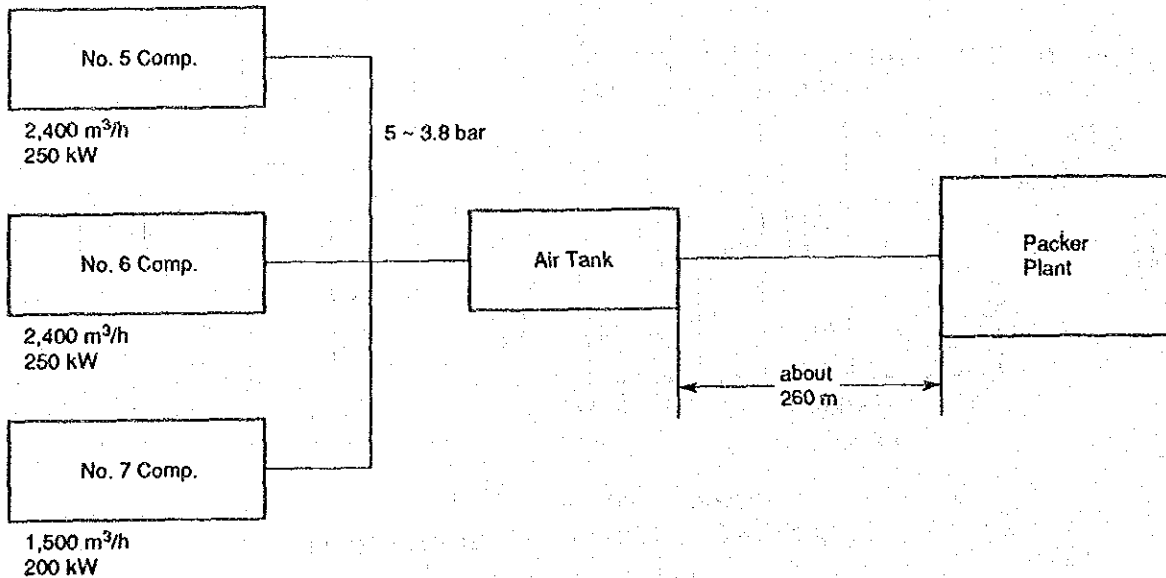


Figure 5.4.32 Compressed air system diagram of the packer plant system

パッカプラントは圧縮機室から約260m離れた地点にあり、No.5,6,7圧縮機により圧縮空気が供給される。圧縮機は圧力範囲を5~3.8 barとしてマニュアル制御されており、No.5圧縮機をベース機とし、No.7圧縮機で負荷変動に対応している。さらに負荷に対して供給力が不足する場合はNo.6圧縮機を運転して対応する。

1991. Sep.5からSep.6にかけて行った電力測定の結果をFigure 5.4.33に示す。圧力計の取り付け座がなく、圧力については測定できなかったが、5~3.8 barの範囲で制御していることから推定すると、概略Figure 5.4.33の点線のようになると思われる。

現在の圧力制御範囲は5~3.8 barで、その差は1.2 barとなっており、大きすぎる。現在はマニュアル制御のため大きくならざるを得ないと思われるが、自動吐出圧力制御を行うことにより、制御幅を0.2~0.3 barに抑えることが出来る。現在の平均圧力は4.4 barであるが、これを4~3.8 barに変更できれば平均圧力は3.9 barとなる。一般的に、吐出圧力を1 bar下げることにより、所要動力を4%低下できるといわれており、この場合

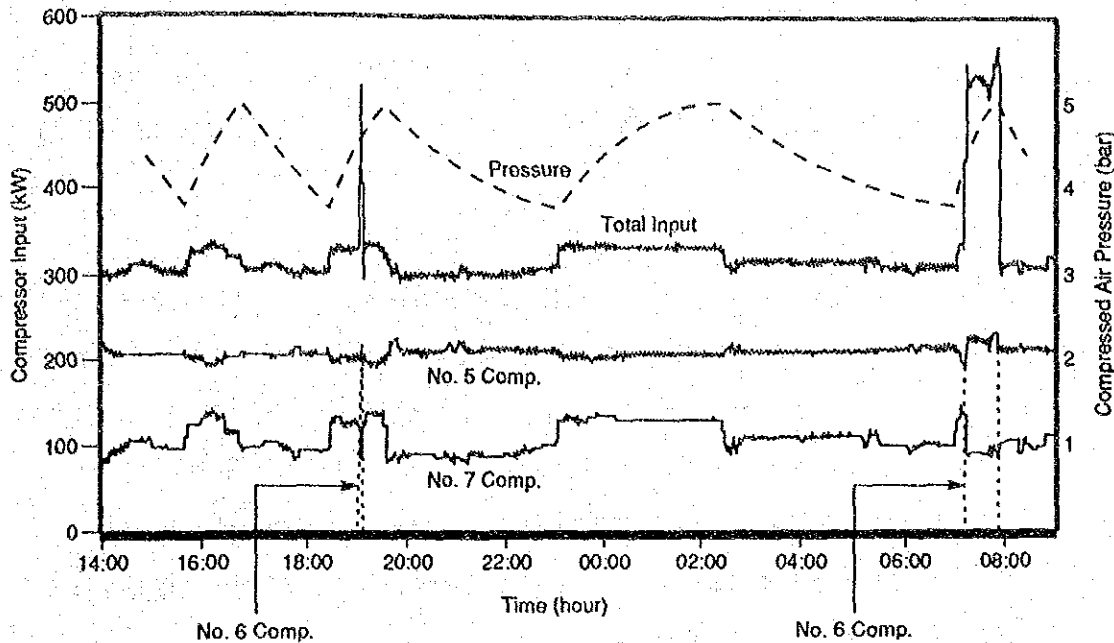


Figure 5.4.33 Results of measurement of electric power

は 0.5 bar の圧力低下が期待できるので、2%の省電力が見込まれる。

測定期間の平均電力は No.5 機が 220 kW、No.7 機が 102 kW、合計 322 kW なので 6.4 kW の動力減が見込まれる。

年間の節減可能電力および節減額は次のようになる。

$$6.4 \text{ kW} \times 6780 \text{ h/y} = 43,400 \text{ kWh/y}$$

$$43,400 \text{ kWh/y} \times 3 \text{ Ft/kWh} = 130,200 \text{ Ft/y}$$

今後、圧縮空気設備の省エネルギーを進めるには、次の手順で全体を検討する必要がある。

① パッカプラントの最低必要圧力の見直し

圧縮空気使用機器の性能をチェックしながら、圧縮空気系統の圧力を下げていき、最低必要圧力を確認する。

② 圧縮空気系統の空気漏洩チェック

空気漏れ量を測定するとともに、空気漏れしている箇所を修理する。パッカプラントの至るところで空気漏れの音が聞こえるので、この漏れ量は無視出来ない。

(空気漏洩量の測定方法はガイドライン参照)

③ 機器容量の適正化

①②で圧縮空気の必要圧力、必要量が決まるので、今後の需要増加等を想定して最終的な圧縮機容量、制御方式、空気槽容量等を決める。

#### ④圧縮機の効率運転

効率運転のポイントはアンロード状態の運転時間の短縮、過大圧力の防止、高効率制御（高効率機の優先運転、部分負荷運転時はアンロード特性のよい圧縮機の選定）である。

#### b. 照明

作業終了後の無人のメンテナンス工場（約30m×60m）で、まだ外が明るい16：00頃に天井水銀灯（400W×40灯）及び各工作機械の取り付け水銀灯が点灯されたままになっているのを見かけた。消灯の責任者を決めておくとか、誰でも気がついたら切つて良いスイッチを定めて表示しておくとか、不要灯の消灯励行を習慣付けるとよい。

また、この工場には天窓があるので、個別工作機械用水銀灯の減灯は難しいとしても、昼間の天井照明は大幅に減らすことが可能と思われる。作業者の意見を聞きながら、減灯試験を実施し、適正灯数を定めるとよい。